

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Liberec 2012

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra energetických strojů



VOROŽCOVA JANA

ISO offshore kontejner pro přepravu zkapalněných technických plynů
(ISO offshore cryogenic tank)

Vedoucí diplomové práce : Ing. CSc. Petr Novotný

Konzultant diplomové práce: Ing. Václav Jančárek

Rozsah práce:

Počet stran: 57

Počet obrázků: 22

Počet tabulek: 7

Počet grafů: 5

Počet příloh: 7

Liberec 2012

Téma bakalářské práce:

ISO offshore kontejner pro přepravu zkapalněných technických plynů.

Anotace:

Tématem práce je návrh základních parametrů kontejneru pro přepravu zkapalněných technických plynů. První část obsahuje stručný popis zařízení a jeho použití v praxi. Dále výčet norem a předpisů které se na něj vztahují.

V druhé části se práce zabývá podrobnějším popisem funkce kryogenického kontejneru a návrhem základních parametrů kontejneru.

Třetí část představuje výsledky provedených měření během zkoušky funkce kontejneru .

Klíčová slova:

Kryogenická nádoba, zkapalněné technické plyny, odpařovač zkapalněných technických plynů, prostup tepla, těžba ropy.

Theme of bachelor theses:

Cryogenic ISO container for an offshore liquefied industrial gases.

Annotation:

The thesis deals with the definition of the basic dimensions of the container for liquefied industrial gases.

The first section is a brief description of the equipment and the purpose of its operation. In addition, here is also enumeration by relevant international and industrial standards and regulations

The second section describes in detail the work principle of the cryogenic tank, and the determination of basic parameters of the container.

The third section contains the results of the measurements made during performance tests.

Keywords:

The cryogenic tank, liquefied industrial gases, evaporator liquefied industrial gases, heat transfer, oil production.

Prohlášení:

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.:121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum:.....

Podpis:.....

Declaration:

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date:.....

Signature:.....

Obsah

1. Úvod.....	4
2. Popis zařízení, přehled norem a předpisů kterým zařízení podléhá.....	5
2.1. Popis zařízení.....	5
Použití dusíku při těžbě ropy.....	6
2.2. Přehled norem a předpisů kterým zařízení podléhá.....	6
3. Určení hlavních parametrů kontejneru	8
3.1. Základní parametry kontejneru /ČSN 13530-2 čl.4.2.2./.....	8
Objem vnitřní nádoby.....	9
Objem kapaliny při max.pracovním tlaku.....	11
Objem kapaliny při plnicím tlaku.....	12
Výška hladiny při max.plnění	14
Rychlost proudění kapaliny na odběru z nádrže.....	16
4. Návrh odpařovacího systému pro navýšení tlaku v nádobě	21
4.1. Pokles tlaku páry při odběru kapaliny.....	22
4.2. Výpočet výkonu odpařovače.....	24
4.3. Návrh průměru a délky trubky odpařovače.....	29
4.4. Stanovení parametrů teplosměnné plochy odpařovač.....	31
5. Měření.....	43
5.1. Měření tlaku v nádobě při plnění a vyprazdňování.....	44
Fotodokumentace:.....	44
5.2. Měření teploty žebra teplosměnné plochy odpařovače.....	45
Fotodokumentace:.....	45
6. Přílohy.....	48
6.1. Příloha Č.1:Schema propojení:.....	49
6.2. Příloha Č.2:Závislost objemu nádrže na výšce hladiny.....	50
6.3. Příloha Č.3:Závislost přetlaku nad hladinou na rychlosti výtoku kapaliny.....	51
6.4. Příloha Č.4:Závislost tlaku par nad hladinou na výšce hladiny	52
6.5. Příloha Č.5:Povrchové napětí kapalin v závislosti na teplotě převzato z [5].....	53
6.6. Příloha Č.6:Naměřené hodnoty při plnění nádoby.....	54
6.7. Příloha Č.7:Naměřené hodnoty při vyprazdňování nádoby.....	55
7. Použité zkratky.....	56
8. Seznam použité literatury a ostatních zdrojů.....	57

1. ÚVOD

Mezi technické plyny patří mimo jiné plyny, které jsou součástí atmosférického vzduchu, dusík, kyslík a argon. Tyto plyny se používají téměř ve všech průmyslových procesech. Dusík se používá např. jako inertní plyn v potravinářství, při svařování nerezové oceli, kryogenním mletí a v ropném průmyslu k udržení tlaku v ropných ložiscích. Kyslík nachází využití při léčbě pacientů s respiračními potížemi, transportu akvariálních rybek a používá se také pro zvýšení spalovací teploty v martinských pecích. Argonem se plní baňky žárovek a zářivek a používá se jako inertní plyn při svařování.

Široké spektrum využití těchto technických plynů klade nároky na jeho skladování a transport. Používají se jak v plynném, tak v kapalném skupenství. Prostor, který během transportu a při skladování zaujmou je dán jejich měrným objemem. Měrný objem kyslíku, dusíku a argonu výrazně roste s jejich teplotou. Například v níže popsané nádobě o celkovém objemu $7,8\text{m}^3$ je možné přepravit 5328kg dusíku v kapalném stavu, nebo 192kg dusíku v plynném stavu.

Kritická teplota uvedených plynů se pohybuje v rozmezí od -123 do -147°C , proto je nutné zkapalněné plyny přepravovat a uchovávat ve speciálních nádržích s kryogenní ¹⁾ izolací. Materiál nádrže nesmí být náchylný ke křehkému lomu, proto se vyrábí z chrom-niklové austenitické oceli. V těchto nádobách kapalina stále vře, její část se odpařuje a tím se zbývající kapalina dochlazuje. Plyn z odpařené kapaliny navyšuje tlak v nádrži, proto musí být nádoby konstruovány jako tlakové.

Práce popisuje stanovení základních parametrů mobilní kryogenní nádoby a uvádí výčet norem, které je nutné znát pro vypracování konstrukční dokumentace, např. výpočet maximální náplně, stanovení požadavků na izolaci nádoby, výpočet potřebného přetlaku pro vyprázdnění nádoby v předepsaném čase, atd.. V práci je podrobněji uveden výpočet odpařovače, který slouží k navyšování tlaku v nádobě. V závěru se práce zabývá výsledky měření, při kterém byl sledován tlak v nádobě během jejího plnění a vyprazdňování, byla přibližně změřena teplota teplosměnné plochy odpařovače a stanovena účinnost žebra teplosměnné plochy.

¹⁾Pozn. 1

Pojem „kryogenika“ označuje obory spojené se získáváním, nebo využíváním teplot pod 120K (-153°C). Toto označení bylo zvoleno v r.1971 na XIII. Mezinárodním kongresu chladicí techniky. Historie oboru sahá až do roku 1877 kdy se podařilo zkapalnit kyslík.

2. POPIS ZAŘÍZENÍ, PŘEHLED NOREM A PŘEDPISŮ KTERÝM ZAŘÍZENÍ PODLÉHÁ

2.1. POPIS ZAŘÍZENÍ



Obr.č.1.Desetistopý ISO offshore kontejner pro přepravu zkapalněných technických plynů.

Zařízení je přepravní vakuově izolovaná kryogenická (viz.pozn.1) nádoba, která je navržena pro přepravu zkapalněného dusíku(LIN), kyslíku(LOX) a argonu(LAR) silniční, železniční a námořní dopravou. Primárně je používán jako mobilní zásobník zkapalněného dusíku na ropných plošinách při tzv. terciární fázi těžby (viz. kapitola „Použití dusíku při těžbě ropy.“).

Skládá se z cisterny; potrubního systému tj. veškeré potrubí a armatury, které mohou během provozu kontejneru přicházet do styku s kryogenickou tekutinou (definice viz.ČSN EN 13530-1 čl.3.9); odpařovače a rámu kontejneru včetně zdvihací soupravy. Rám má normalizované rozměry (viz.ISO 668), je opatřen závěsnými oky a otvory pro vidle vysoko zdvihu.

Cisterna je tvořena vnitřní tlakovou nádobou (nádrží), vnějším pláštěm, suporty pro uchycení vnitřní nádoby, izolací a potrubím.

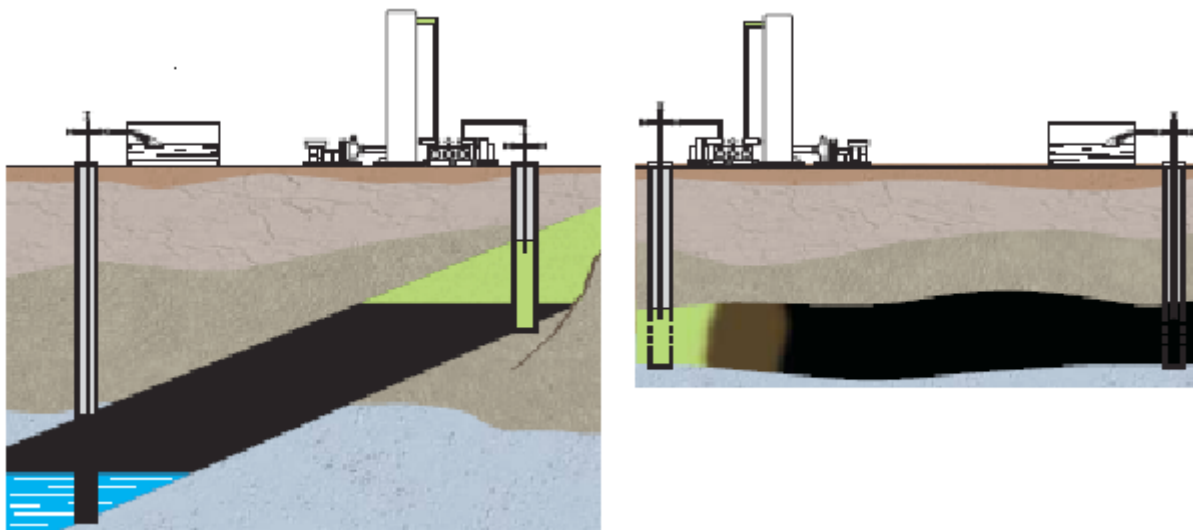
Izolaci nádrže zajišťuje vakuum a superizolace. Superizolace je navinuta na vnitřní nádobě, skládá se z několika vrstev hliníkové fólie, které jsou oddělené izolačním papírem (materiál izolace viz.ČSN EN 13530-2 čl.4.2.9).

Mezi povinnou výstroj kontejneru patří vakuová pojistka (viz.ČSN EN 13530-2 čl.4.2.7.2), minimálně dva nezávislé pojistné ventily (viz.ČSN EN 13530-1 čl.9.2 a ČSN EN 13530-2 čl.4.2.7.1), které udržují bezpečný tlak v nádobě a armatury nezbytné pro provoz zařízení.

Odpařovač udržuje potřebný tlak při vyčerpávání kapaliny, viz. schéma propojení (příloha č.1).

Použití dusíku při těžbě ropy

Ropa vzniká z ropomatečných sedimentů, společně se zemním plynem a vodou proniká propustnými vrstvami hornin a hromadí se v těchto horninách pod nepropustnou vrstvou. Většina ložisek se nachází v hloubce 0,6 až 2,4 km. Z ložisek je ropa těžena v tzv. primární, sekundární a terciární fázi těžby. Při primární (samotokové) fázi těžby se využívá tlaku zemního plynu v ložisku a jednoduchých čerpacích zařízení, při sekundární fázi je tlak plynu již nedostatečný a je nutné ho udržovat vháněním ložiskového plynu, nebo vody do vrtu. Během terciární fáze je pomocí látek, které nepochází z ložiska, zvyšován tlak v ložisku, nebo zmenšována viskozita ropy.



Obr.č.2.Schéma využití dusíku při těžbě ropy.

2.2. PŘEHLED NOREM A PŘEDPISŮ KTERÝM ZAŘÍZENÍ PODLÉHÁ

Požadavky na konstrukci přepravních kryogenických nádob jsou odlišné podle objemu a způsobu izolace vnitřní nádoby, druhu přepravované kryogenické kapaliny, země v které bude zařízení provozováno a způsobu kterým bude kontejner přepravován a používán.

Na jednotlivé části zařízení se vztahuje celá řada norem a předpisů, níže jsou uvedené ty nejdůležitější, potřebné pro návrh zařízení. V normách je vždy soupis všech souvisejících norem.

Uvedený kontejner má vakuově izolovanou vnitřní nádobu o objemu 7835 litrů (viz.kapitola „Základní parametry kontejneru“) a je určen pro přepravu zkapalněného dusíku, kyslíku a argonu, podléhá tedy normě **ČSN EN 13530** „Kryogenické nádoby –velké přepravní vakuově izolované nádoby“. Tato norma je rozdělena na tři části:

“Část 1: Základní požadavky“,

” Část 2:Konstrukce, výroba, kontrola a zkoušení”,

“Část 3: Provozní požadavky”.

Kontejner musí být vybaven pojistnými ventily, které odpovídají normě **ČSN EN 13468** „Kryogenické nádoby – Bezpečnostní zařízení na ochranu proti nadměrnému tlaku.“ Použité armatury musí být v souladu s **EN 1626** „Kryogenické nádoby-Uzavírací armatury pro provoz s nízkými teplotami“. Účinnost tepelné izolace je třeba ověřit dle **ČSN EN 12213** „Kryogenické nádoby-Postupy pro hodnocení účinnosti tepelné izolace“.

Označení “Offshore kontejner” je oficiální označení kontejnerů určených pro použití na moři. Takový kontejner musí splňovat požadavky uvedené v normě **ČSN EN 12079** “ Offshore kontejner a

přidružené zdvihací soupravy” a předpis **DNV 2.7-1**”Det Norske Veritas-Offshore containers”. Norma ČSN EN 12079 je rozdělena do tří částí:

“Část 1: Offshore kontejner–Koncepce, výroba a značení”,

“Část 2: Zdvihací soupravy–Koncepce, výroba a značení”,

Část 3: Periodické kontroly, zkoušky a testy”.

Předpis DNV je obdobou normy ČSN EN 12079, uvádí požadavky, které kontejner musí splňovat pro udělení certifikátu DNV.

DNV je nezávislá organizace, která byla založena r.1864 v Norsku pro kontrolu a vyhodnocení technického stavu norských obchodních lodí. Je schvalovací organizací, inspektoři této organizace schvalují dokumentaci pro prototyp výrobku a dohlíží na výrobu kontejneru. Certifikovaný kontejner musí být označen tímto znakem DNV viz.obr.č.3.



Obr.č.3.Znak certifikace DNV.

Kontejner bude přepravován po silnici, železnici a po moři. Požadavky pro přepravu kryogenických tekutin po silnici jsou uvedeny v předpisu **ADR** “Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí“, pro uvedený kontejner je důležitá zejména část 6.7.-“Požadavky na konstrukci, výrobu, inspekce a zkoušení přemístitelných cisteren“, resp.6.7.4. “Požadavky na konstrukci, výrobu, inspekce a zkoušení přemístitelných cisteren určených pro přepravu hluboce zchlazených zkapalněných plynů“. Požadavky pro přepravu kontejneru po železnici jsou uvedeny v předpisu **RID** “Řád pro mezinárodní železniční přepravu nebezpečných věcí”. Požadavky pro přepravu kontejneru po moři jsou uvedeny v předpisu **IMDG** “Řád pro mezinárodní námořní přepravu nebezpečných věcí”.

Kryogenická přepravní nádoba musí být vybavena vhodnou základnou pro přepravu a zvedacími prvky umožňujícími manipulaci s naplněnou nádobou. Z hlediska hromadného přepravování nádob je nutné, aby kontejnery měly normalizované rozměry a jejich konstrukce umožňovala stohování kontejnerů. Požadavky na konstrukci ISO kontejnerů jsou uvedeny v normě **ČSN ISO 668** “Kontejnery řady 1–Třídění, rozměry a brutto hmotnosti”, **ČSN ISO 1496** “Kontejnery řady 1–Technické požadavky a zkoušení” a **ČSN ISO 3874** „Kontejnery řady 1–Manipulace a fixace,,.

Mezi jednotlivými předpisy jsou odchylky. V případě, že jeden předpis klade na výrobek menší nároky než předpis druhý, je třeba dodržet ten přísnější, případně věc konzultovat se schvalovací organizací.

3.URČENÍ HLAVNÍCH PARAMETRŮ KONTEJNERU

3.1. ZÁKLADNÍ PARAMETRY KONTEJNERU /ČSN 13530-2 ČL.4.2.2/

Parametry kontejneru, které je nutné znát pro vypracování projektové dokumentace:

-nejvyšší dovolený tlak MWAP

-použitá tekutina

-objem kapaliny

-rozměry a dovolená hmotnost s uvažováním charakteristiky vozidla

-umístění upevňovacích bodů a dovolená zatížení těchto bodů

-rychlost plnění a vyprazdňování

-rozsah teploty okolí, jestliže se liší od 7.2 v EN 13530-1:2002, tj. -20°C/+50°C.

Důležité parametry kontejneru jsou rovněž:

- max. výška hladiny při plněním tlaku
- doba výdrže tzv.“hold time“.
- potřebná velikost hlavních pojistných ventilů a vakuové pojistky.

Pracovní tlak MWAP

Nejvyšší provozní tlak při normálních provozních podmínkách, obvykle měřený na nejvyšším místě nádoby a určený z bezpečnostních důvodů / EN 13530-1,3.17/.

Maximální účinný přetlak přípustný na horní části naplněné uzavřené kryogenní nádoby v její provozní poloze včetně nejvyššího účinného tlaku během plnění a vyprazdňování /ADR 6.2.1.3.6.5/.

Nádoba musí během provozu bezpečně odolávat nárůstu tlaku, který vyvolá zvětšení měrného objemu kapaliny a par vlivem tepelného výkonu přivedeného do vnitřní nádoby během požadované doby výdrže (tzv.holding time). Dalším parametrem, který má vliv na volbu potřebného pracovního tlaku, je doba za kterou je třeba nádobu vyprázdnit, tj. tlak, který je nutný udržovat nad hladinou v nádobě.

Z ekonomického hlediska je výhodné, když je pracovní přetlak co nejnižší, protože to umožňuje použití menších tloušťek materiálu nádoby, přičemž je nutné dodržet minimální tloušťky dané normou EN 13530-2 čl.4.3.

U tohoto kontejneru je požadavek na vnitřní přetlak 6bar.

Použitá tekutina

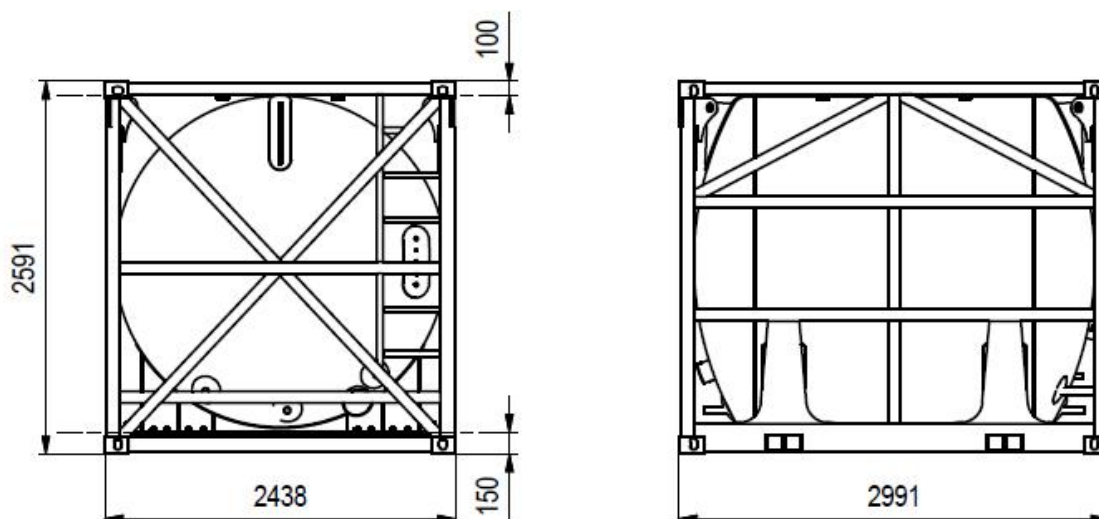
Hluboce zchlazený zkapalněný dusík a argon. Klasifikační kód použitých tekutin je pro dusík a argon 3A, pro kyslík 3O /ČSN EN 13530-1 tab.1, ADR kap.2.2.2/.

Tabulka č.1.Vlastnosti argonu, dusíku, kyslíku.									
LÁTKA	T_c	$p_c \cdot 10^5$	T_k	$p_k/10^5$	T_v	$V_m \cdot 10^3$	M	a	$b \cdot 10^6$
LAR	150,85	48,98	83,75	0,69	87,25	22,39	39,94	0,13	32,20
LIN	126,15	34,00	63,05	0,13	77,25	22,40	28,02	0,14	38,60
LOX	154,55	50,43	54,35	0,00	90,15	22,39	32,00	0,14	31,70

Objem kapaliny

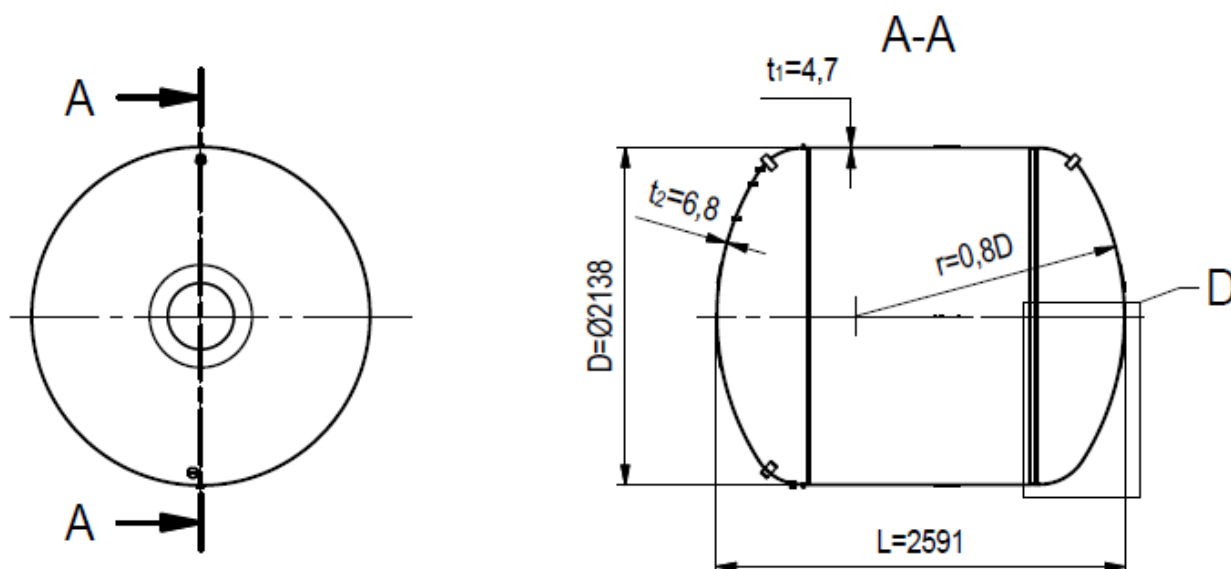
Objem kapaliny je určen objemem nádrže, přičemž nádoba nesmí být nikdy naplněna na 100% (viz.procento plnění).

Objem vnitřní nádoby

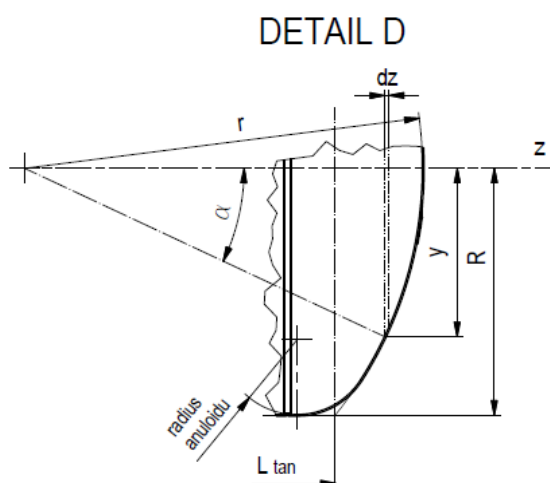


Obr.č.4.Rozměry kontejneru.

Objem vnitřní nádoby je určen válcovým pláštěm a vysokotlakými hluboceklenutými dny dle DIN 28013. Rozměry nádob vychází z rozměrů rámu a požadavků v normě ČSN EN 12079. Tato norma určuje bezpečnostní vzdálenost od horní plochy rámu min.100mm a od spodní plochy rámu 150mm k povrchu nádoby (viz.obrázek č.4). Mezi vnější a vnitřní nádobou musí být dostatek místa pro uchycení vnitřní nádoby, superizolaci a propojovací potrubí. Pro prvotní návrh lze uvažovat s mezerou 100mm, která je použita na obdobných výrobcích. Objem se stanovuje při nejnižší konstrukční teplotě a atmosférickém tlaku /ČSN EN 13530-1, čl.3.12/. Z výše uvedeného lze zvolit **průměr vnitřní nádoby 2133mm a délku 2591mm, tloušťka stěny pláště je 4.7mm, tloušťka den 6.8mm** (tloušťka stěn vychází z pevnostního výpočtu, který není předmětem práce). Při stanovení objemu den zanedbáme rádius anuloidu. Objem nádoby je pak dán níže uvedeným výpočtem.



Obr.č.5.Rozměry vnitřní nádoby. Detail „D“ viz.obr.č.6.



Legenda :

- D ... vnější průměr dna [mm]
- r ... radius vnitřního povrchu dna [mm]
- t_1 ... tloušťka dna [mm]
- R ... radius vnitřního povrchu pláště [mm]
- t_2 ... tloušťka stěny obvodového pláště nádoby [mm]
- L ... celková délka vnitřní nádoby [mm]
- L_{tan} ... délka válcové části nádoby [mm]
- V_0 ... vodní objem vnitřní nádoby (při 20 ° C) [mm³]
- V_D ... objem dna [mm³]
- V_P ... objem válcového pláště [mm³]
- V ... objem vnitřní nádoby (při – 196 ° C) [mm³]

Obr.č.6.Detail „D“ z obr.č.5.

Výpočet vodního objemu vnitřní nádoby:

$$V_0 = 2 \cdot V_D + V_P \dots (1)$$

$$V_D = \int (\pi y^2) dz \rightarrow V_D = \pi r^2 \int (\sin^2 \varphi) dz \rightarrow V_D = \pi r^2 \int (1 - \cos^2 \varphi) dz \rightarrow V_D = \pi r^2 \int \left(1 - \left(\frac{z}{r}\right)^2\right) dz$$

$$V_D = \pi \left(r^2 z - \frac{z^3}{3}\right) \dots (2)$$

integrační meze pro výpočet objemu dna :

$$z_1 = \sqrt{(r^2 - R^2)} = \sqrt{(1706^2 - 1062^2)} = 1335 \text{ mm}; z_2 = r = 1706 \text{ mm}$$

$$R = \frac{(D - 2 \cdot t_3)}{2} = \frac{(2133 - 2 \cdot 4,7)}{2} = 1062 \text{ mm}; r = 0,8 \cdot D = 0,8 \cdot 2133 = 1706 \text{ mm}$$

$$V_D = \left[\pi \left(r^2 z - \frac{z^3}{3} \right) \right]_{1335}^{1706} \rightarrow V_D = \pi \left[\left(\frac{2 \cdot 1706^3}{3} \right) - 1335 \cdot \left(1706^2 - \frac{1335^2}{3} \right) \right]$$

$$V_D = 684219849 \text{ mm}^3 = 0,684 \text{ m}^3 \dots (3)$$

$$V_p = \pi \cdot R^2 \cdot L_{\tan} \dots (4)$$

$$L_{\tan} = L - 2 \cdot t_2 - 2 \cdot (r - z_1) = 2591 - 2 \cdot 6,8 - 2 \cdot (1706 - 1335) = 1835,4 \text{ mm}$$

$$V_p = \pi \cdot 1062^2 \cdot 1835,4 = 6503237780 \text{ mm}^3 = 6,5 \text{ m}^3 \dots (5)$$

Po dosažení (3) a (5) do vztahu (1):

$$V_0 = 2 \cdot 0,684 + 6,5 = 7,868 \text{ m}^3 \dots (6)$$

Výpočet objemu nádoby po jejím prochlazení na provozní teplotu :

Pro objem prochlazené nádrže platí vztah:

$$V = V_0 (1 - \beta \cdot t) = V_0 (1 - 3 \cdot \alpha \cdot \Delta t) \dots (7)$$

Vnitřní nádoba je z nerezové oceli, součinitel teplotní roztažnosti α dle tabulek:

$$\alpha = 16 \cdot 10^{(-6)} \frac{\text{m}}{\text{K}}$$

Teplotní rozdíl mezi teplotou okolí 20°C a teplotou kapaliny:

$$\Delta t_{(A_1)} = 293,15 - 87,25 = 205,9 \text{ K}, \Delta t_{(N_2)} = 293,15 - 77,25 = 215,9 \text{ K}, \Delta t_{(O_2)} = 293,15 - 90,15 = 203 \text{ K}$$

Objem nádoby po jejím prochlazení jednotlivými médii:

$$V_{(A_1)} = 7,868 (1 - 3 \cdot 16 \cdot 10^{(-6)} \cdot 205,9) = 7,79 \text{ m}^3$$

$$V_{(N_2)} = 7,868 (1 - 3 \cdot 16 \cdot 10^{(-6)} \cdot 215,9) = 7,79 \text{ m}^3$$

$$V_{(O_2)} = 7,868 (1 - 3 \cdot 16 \cdot 10^{(-6)} \cdot 203) = 7,79 \text{ m}^3$$

$$\text{Objem nádoby pro všechna média po zaokrouhlení : } V = 7,79 \text{ m}^3 \dots (8)$$

Objem kapaliny při max.pracovním tlaku

Procento plnění nádoby závisí na předpokládané době přepravy. Během přepravy se kapalina ohřívá a tím zvětšuje svůj objem čímž roste tlak par nad kapalinou. Po dosažení provozního tlaku nesmí objem kapaliny v nádobě přesáhnout 98% z celkového objemu /ADR 4.2.3.6, ČSN EN 13530-2 čl.4.2.10/.

Dle ČSN EN 13530-3 musí být nádoba před uvedením do provozu čistěna vhodným plynem o teplotě 0°C tak dlouho, až z ní vychází plyn přiměřeně suchý a čistý. Proto lze předpokládat, že v prostoru nad zkapalněným plynem jsou pouze páry přepravované kapaliny.

Max. objem kapaliny:

$V_{LI} \dots \text{maximální objem kapaliny} [m^3]$

$V_{VI} \dots \text{minimální objem páry} [m^3]$

$$V_{LI} = V \cdot 0,98 = 7,63 m^3 \dots (9)$$

$$V_{VI} = V - V_{LI} = 0,16 m^3 \dots (10)$$

Hustota kapaliny a páry při max.pracovním přetlaku 6 bar se stanoví z tabulek a následně se vypočte hmotnost náplně kontejneru.

Tabulka č.2. Hmotnost kapaliny a páry při max. pracovním přetlaku 6 bar:

LÁTKA	$\rho_{L_I}(7\text{bar})$ [kg/m ³]	$\rho_{V_I}(7\text{bar})$ [kg/m ³]	$m_L = \rho_{L_I} * V_{LI}$ [kg]	$m_V = \rho_{V_I} * V_{VI}$ [kg]	$m = m_L + m_V$ [kg]
LAR	1236,90	35,00	9437,60	5,60	9443,20
LIN	698,30	28,70	5328,00	4,60	5332,60
LOX	1012,90	27,10	7728,40	4,30	7732,70

Objem kapaliny při plnicím tlaku

Objemu kapaliny při plnicím tlaku vyplývá z konstantního objemu nádoby a zákona o zachování hmotnosti tj. $V = \text{konst.}$; $m = \text{konst.}$. Přičemž objem nádoby $V = 7,79 m^3$ viz.(8), hmotnost kapaliny a páry viz.tab.č.2.

Tabulka č.3. Hustota kapaliny a páry při min. pracovním přetlaku 0 bar:

LÁTKA	$\rho_{L_0}(1\text{bar})$ [kg/m ³]	$\rho_{V_0}(1\text{bar})$ [kg/m ³]	$m = m_L + m_V$ [kg]
LAR	1396,20	5,70	9443,20
LIN	806,60	4,60	5332,60
LOX	1141,80	4,40	7732,70

Výpočet procenta plnění vnitřní nádoby:

$V_{L0} \dots \text{objem kapaliny při plnicím tlaku}$

$V_{V0} \dots \text{objem páry při plnicím tlaku}$

$\rho_{L0} \dots \text{měrná hmotnost kapaliny při plnicím tlaku}$

$\rho_{V0} \dots \text{měrná hmotnost páry při plnicím tlaku}$

$m_L \dots \text{hmotnost kapaliny}$

$m_V \dots \text{hmotnost páry}$

$m \dots \text{hmotnost náplně kontejneru (kapaliny a páry)}$

$$m_{L0} + m_{V0} = m = \text{konst.} \dots (11)$$

$$V_{L0} + V_{V0} = V = \text{konst.} \dots (12)$$

$$m_{L0} + m_{V0} = m \rightarrow m_{V0} = m - m_{L0} \rightarrow$$

$$\frac{m_{L0}}{\rho_{L0}} + \frac{(m - m_{L0})}{\rho_{V0}} = V \rightarrow$$

$$m_{L0} = \frac{\rho_{L0} \cdot (V \cdot \rho_{V0} - m)}{(\rho_{V0} - \rho_{L0})} \dots (13)$$

$$V_{L0} = \frac{m_{L0}}{\rho_{L0}} \dots (14)$$

$$V_{V0} = V - V_{L0} \dots (15)$$

Po dosazení :

Pro LAR:

$$m_{L,Ar} = \frac{1396,2 \cdot (7,79 \cdot 5,7 - 9443,2)}{(5,7 - 1396,2)} = 9437,32 \text{ kg}$$

$$V_{L0,Ar} = \frac{(m_{L0,Ar})}{(\rho_{L0,Ar})} = \frac{9437,32}{1396,2} = 6,76 \text{ m}^3$$

$$\frac{(V_{L0,Ar})}{V} = \frac{6,76}{7,79} = 0,868 \rightarrow 86,8 \text{ procent}$$

$$m_{L,Ar} = 86,8 \text{ procent} \dots (16)$$

Pro LIN:

$$m_{L,N} = \frac{806,6 \cdot (7,79 \cdot 4,6 - 5332,6)}{(4,6 - 806,6)} = 5327,15 \text{ kg}$$

$$V_{L0,N} = \frac{(m_{L0,N})}{(\rho_{L0,N})} = \frac{5327,15}{806,6} = 6,61 \text{ m}^3$$

$$\frac{(V_{L0,N})}{V} = \frac{6,61}{7,79} = 0,849 \rightarrow 84,85 \text{ procent}$$

$$m_{L,N_2} = 84,85 \text{ procent} \dots (17)$$

Pro LOX:

$$m_{L,(O_2)} = \frac{1141,8 \cdot (7,79 \cdot 4,4 - 7732,7)}{(4,4 - 1141,8)} = 7728,21 \text{ kg}$$

$$V_{L0,(O_2)} = \frac{(m_{L0,(O_2)})}{(\rho_{L0,(O_2)})} = \frac{7728,21}{1141,8} = 6,77 \text{ m}^3$$

$$\frac{(V_{L0,(O_2)})}{V} = \frac{6,77}{7,79} = 0,869 \rightarrow 86,9 \text{ procent}$$

$$m_{L,O_2} = 86,9 \text{ procent} \dots (18)$$

Rozměry kontejneru a max. dovolená hmotnost

Přepravní rozměry a jeho maximální hmotnost je dána normou ISO 668. Označení desetistopého kontejneru je dle této normy 1D. Výška kontejneru je **2591mm**, šířka **2438mm**, délka **2991mm**, maximální hmotnost naplněného kontejneru je **10 160 kg**.

Umístění upevňovacích bodů a dovolená zatížení těchto bodů

Upevňovací prvky kontejneru jsou umístěné v rozích rámu kontejneru. Tyto rohové prvky jsou určeny pro ISO kontejnery a jsou normalizovány dle ISO 1161.

Offshore kontejnery jsou také vybaveny závěsnými oky umístěnými na rámu kontejneru. V těchto závěsných ocích bývá trvale nainstalovaná zdvihací souprava, pomocí níž je s kontejnerem manipulováno v běžném provozu mimo překladiště. Výpočet parametrů zdvihací soupravy a závěsných ok je dán normou DNV 2.7-1 příloha D a E.

Rychlost plnění a vyprazdňování

Rychlost plnění je závislá na tlakování nádrže během plnění, čím nižší nárůst protitlaku, tím rychlejší naplnění nádrže. Tlak v nádobě může být během plnění snižován pomocí manuálního odvzdušnění, nebo rozstřikováním média v horní části nádrže, tím dochází ke snižování teploty par a

tím i ke snížení tlaku nad kapalinou. Případně je používáno tzv. dvouhadicové plnění, kdy je parní prostor nádrže propojen s parním prostorem tanku z kterého je kapalina přečerpávána, tím dochází k vyrovnání tlaku v obou prostorech.

Vzhledem ke tvaru nádoby je výtok z nádoby nestacionární. Rychlost vyprázdnění bude záviset především na výšce hladiny v nádrži, tlaku nad hladinou a na tlakové ztrátě v potrubí. Obecně je požadována co nejkratší doba vyprázdnění a naplnění nádrže, závisí na způsobu používání kontejneru. Pro předběžné stanovení potřebného tlaku nad hladinou je pro tento kontejner uvažováno s časem vyprázdnění nádrže cca. 1 hod.

Stanovení času vyprázdnění nádrže:

$$t = \int \left(\frac{S_{(y)}}{V_{(y)}} \right) \cdot dy \dots (19)$$

Legenda:

y ... výška hladiny

dy ... element změny výšky hladiny v nádrži, integrační meze jsou od výšky hladiny v nádrži do 0.

S_(y) ... průřez nádoby v rovině kolmé k hladině kapaliny [m²]

V_(y) ... skutečná rychlost proudění kapaliny na výstupu z nádrže [m³/s]

viz. obr. č. 7

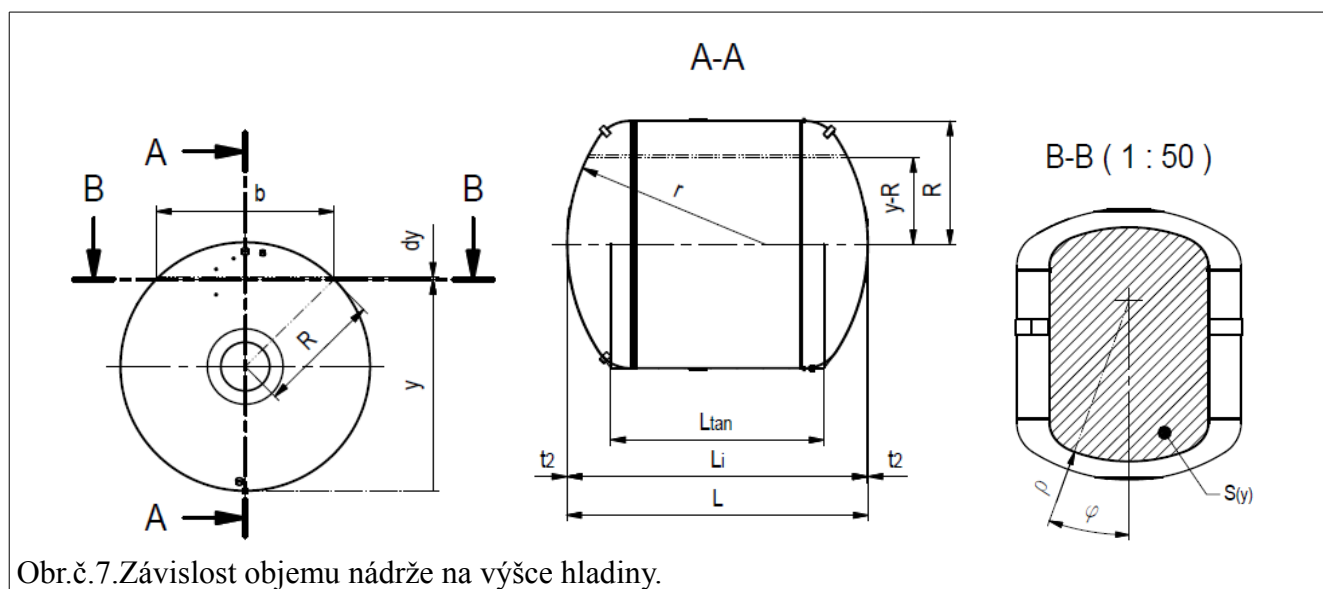
Výška hladiny při max. plnění

Pro výpočet rychlosti vyčerpání je třeba stanovit výšku hladiny, která odpovídá 98% objemu nádrže tj. závislost objemu náplně na výšce hladiny

Výpočet závislosti objemu nádrže na výšce hladiny:

$$V_{(y)} = \int S_{(y)} \cdot dy \dots (20)$$

integrační meze od 0 do y



$$S_y = 2 \cdot \left(\rho^2 \cdot \varphi - \frac{\sqrt{r^2 - R^2} \cdot b}{2} \right) + b \cdot L_{\tan} \dots (21)$$

$$V_y = \int \left(2 \cdot \left(\rho^2 \cdot \varphi - \frac{\sqrt{r^2 - R^2} \cdot b}{2} \right) + b \cdot L_{\tan} \right) \cdot dy \dots (22)$$

$$V_y = 2 \cdot \int ((r^2 - R^2 + 2 \cdot R \cdot y - y^2) \cdot \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{2 \cdot y \cdot R - y^2}}{\sqrt{r^2 - R^2}}\right) - \sqrt{r^2 - R^2} \cdot \sqrt{2 \cdot y \cdot R - y^2} + \sqrt{2 \cdot y \cdot R - y^2} \cdot (L_i - 2 \cdot (r - \sqrt{r^2 - R^2}))) \cdot dy \dots (23)$$

Před integrováním výrazy, které neobsahují proměnnou, je vhodné nahradit konstantou : $r^2 - R^2 = A$
 $2R = D_i$
 $L_i - 2r = C$

Po dosazení do výrazu (20):

$$V_y = 2 \cdot \int ((A + D_i \cdot y - y^2) \cdot \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{D_i \cdot y - y^2}}{\sqrt{A}}\right) - \sqrt{A} \cdot \sqrt{D_i \cdot y - y^2} + \sqrt{D_i \cdot y - y^2} \cdot (C + 2 \cdot \sqrt{A})) \cdot dy$$

Po úpravě:

$$V_y = 2 \cdot \int ((A + D_i \cdot y - y^2) \cdot \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{D_i \cdot y - y^2}}{\sqrt{A}}\right) + (C + \sqrt{A}) \cdot \sqrt{D_i \cdot y - y^2}) \cdot dy \dots (24)$$

Po integraci:

$$\begin{aligned} V_{(y)} = & \frac{(D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} \cdot (6 \cdot A + D_i^2) - 16 \cdot A^2 - 8 \cdot A \cdot D_i^2 - D_i^4)}{12 \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)}} \cdot \operatorname{ATAN}\left(\frac{((2 \cdot y \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} - D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} - D_i) \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}))}{4 \cdot y \cdot (y - D_i)}\right) \\ & - \frac{(D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} \cdot (6 \cdot A + D_i^2) + 16 \cdot A^2 + 8 \cdot A \cdot D_i^2 + D_i^4)}{12 \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)}} \cdot \operatorname{ATAN}\left(\frac{((2 \cdot y \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} - D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} + D_i) \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}))}{4 \cdot y \cdot (y - D_i)}\right) \\ & + \frac{\sqrt{A} \cdot (16 \cdot A + 3 \cdot D_i^2)}{12} \cdot \operatorname{ATAN}\left(\frac{\sqrt{A} \cdot (2 \cdot y - D_i) \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}}{2 \cdot y \cdot (y - D_i)}\right) - \frac{y \cdot (2 \cdot y^2 - 3 \cdot D_i \cdot y - 6 \cdot A)}{3} \cdot \operatorname{ATAN}\left(\sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}\right) \\ & + \frac{A \cdot (D_i - 2 \cdot y)}{6} \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}} + \frac{(C + \sqrt{A}) \cdot D_i^2}{4} \cdot \operatorname{ASIN}\left(\frac{2 \cdot y - D_i}{|D_i|}\right) + \frac{(C + \sqrt{A}) \cdot (2 \cdot y - D_i) \cdot \sqrt{y \cdot (D_i - y)}}{2} \end{aligned}$$

Pro zjednodušení výrazy, které neobsahují proměnnou, lze nahradit konstantou:

$$\begin{aligned} E = & \frac{(D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} \cdot (6 \cdot A + D_i^2) - 16 \cdot A^2 - 8 \cdot A \cdot D_i^2 - D_i^4)}{12 \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)}} & F = & \frac{(D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} \cdot (6 \cdot A + D_i^2) + 16 \cdot A^2 + 8 \cdot A \cdot D_i^2 + D_i^4)}{12 \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)}} \\ G = & \frac{\sqrt{A} \cdot (16 \cdot A + 3 \cdot D_i^2)}{12} & H = & \frac{(C + \sqrt{A}) \cdot D_i^2}{4} \end{aligned}$$

Po zjednodušení je výsledek integrace:

$$\begin{aligned} V_{(y)} = & E \cdot \operatorname{ATAN}\left(\frac{((2 \cdot y \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} - D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} - D_i) \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}))}{4 \cdot y \cdot (y - D_i)}\right) \\ & - F \cdot \operatorname{ATAN}\left(\frac{((2 \cdot y \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} - D_i \cdot \sqrt{(4 \cdot A + D_i^2)} + D_i) \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}))}{4 \cdot y \cdot (y - D_i)}\right) \\ & + G \cdot \operatorname{ATAN}\left(\frac{\sqrt{A} \cdot (2 \cdot y - D_i) \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}}{2 \cdot y \cdot (y - D_i)}\right) - \frac{y \cdot (2 \cdot y^2 - 3 \cdot D_i \cdot y - 6 \cdot A)}{3} \cdot \operatorname{ATAN}\left(\sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}}\right) \\ & + \frac{A \cdot (D_i - 2 \cdot y)}{6} \cdot \sqrt{\frac{y \cdot (D_i - y)}{A}} + H \cdot \operatorname{ASIN}\left(\frac{2 \cdot y - D_i}{|D_i|}\right) + \frac{(C + \sqrt{A}) \cdot (2 \cdot y - D_i) \cdot \sqrt{y \cdot (D_i - y)}}{2} \dots (25) \end{aligned}$$

Výpočet výšky hladiny lze provést např. pomocí programu Excel viz. příloha č.:2, postupným dosazováním horní integrační meze „y“ až výsledný objem je přibližně roven max. možnému objemu kapaliny viz.(9).

Z výpočtu vyplývá že 98% objemu nádrže prochlazené na -196°C viz.(7) odpovídá výška hladiny :

$$y_{max} = 1964 \text{ mm} \dots (26)$$

Rychlost proudění kapaliny na odběru z nádrže

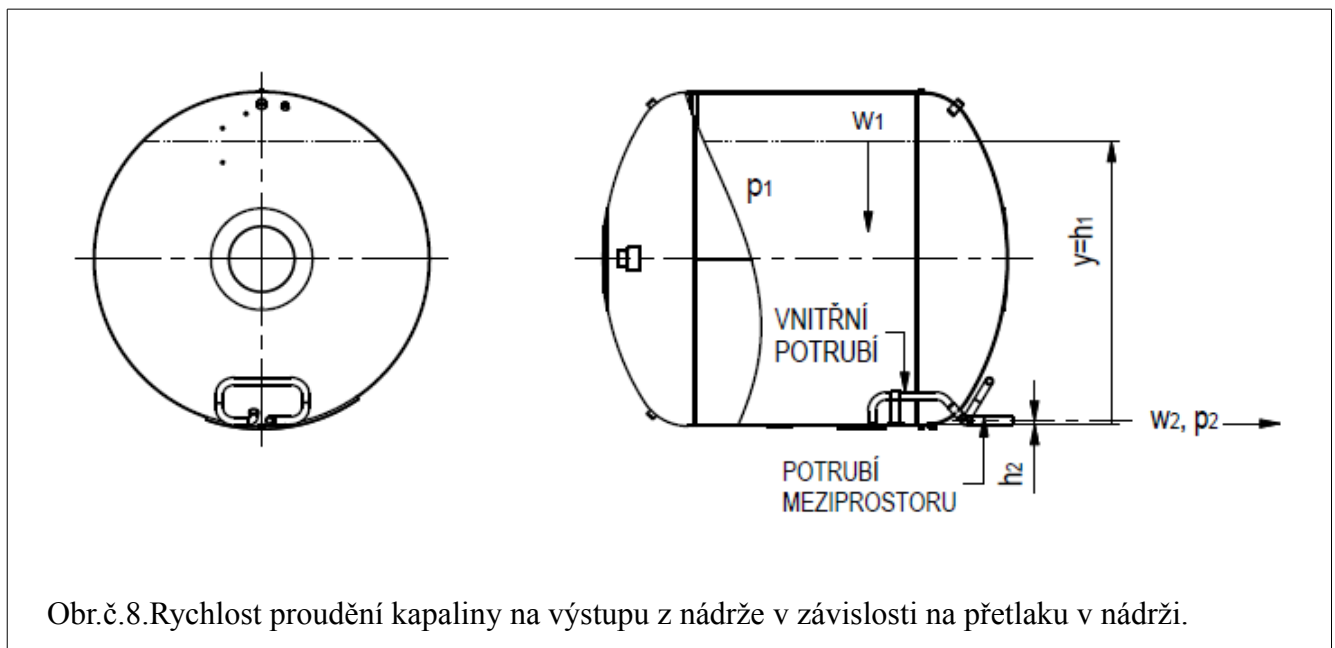
Vzhledem k max. objemu kapaliny viz.(9) a požadované době vyprázdnění cca.1 hod. je potřebný objemový průtok kapaliny na výstupu z nádrže:

$$\dot{V} = \frac{V_{LI}}{3600} = \frac{7,64}{3600} = 0,00212 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 2,212 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \dots (27)$$

Tj. při světlosti potrubí 42,76mm musí být průměrná rychlost na výstupu z nádrže :

$$w = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{0,00212 \cdot 4 \cdot 1000^2}{\pi \cdot 42,76^2} = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots (28)$$

Okamžitá rychlost v závislosti na přetlaku:



Obr.č.8. Rychlost proudění kapaliny na výstupu z nádrže v závislosti na přetlaku v nádrži.

p_1 ...tlak nad hladinou v nádrži [Pa]
 p_2 ...tlak do kterého je kapalina čerpána [Pa]
 w_1 ...rychlost klesání kapaliny [m/s]
 w_2 ...rychlost proudění kapaliny na výstupu z nádrže [m/s]

Bernoulliho rovnice
 $\dots (29)$

$$p_1 + \frac{\rho \cdot (w_1)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot (w_2)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_z$$

$$p_1 + \frac{\rho \cdot (w_1)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot y = p_2 + \frac{\rho \cdot (w_2)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + \sum \frac{\rho \cdot (w_2)^2}{2} \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i \right)$$

Z rovnice kontinuity vyplývá:

$$w_1 = w_2 \cdot \left(\frac{S_2}{S_{1(y)}} \right)$$

Po dosazení do rovnice (29):

$$w_{2(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(p_1 - p_2) + \rho \cdot g \cdot (y - h_2)]}{\rho \cdot [1 - (\frac{S_2}{S_{1(y)}})^2 + \Sigma (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)]}} \dots (30)$$

Člen $\frac{S_2^2}{S_{1(y)}^2}$ lze v tomto případě zanedbat, protože $S_2^2 \ll S_{1(y)}^2$. Výsledný vztah bude:

$$w_{2(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(p_1 - p_2) + \rho \cdot g \cdot (y - h_2)]}{\rho \cdot [1 + \Sigma (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)]}} \dots (31)$$

Rychlost proudění kapaliny bez uvažování ztrát bude:

$$w_{2t(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(p_1 - p_2) + \rho \cdot g \cdot (y - h_2)]}{\rho}}$$

Maximální rychlost proudění kapaliny bez uvažování ztrát bude pro dusík, který má nejnižší hustotu:

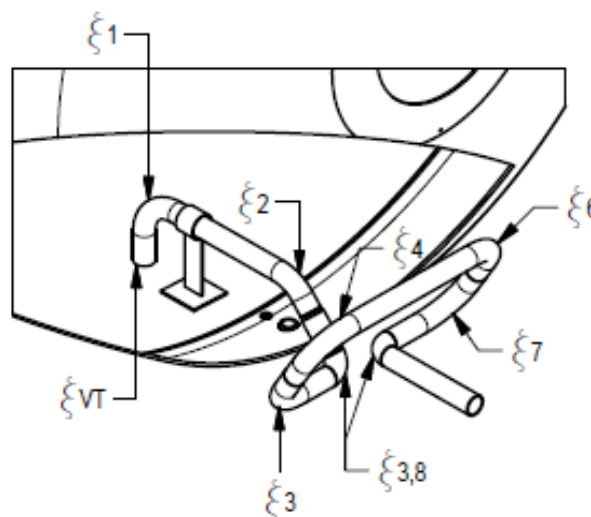
$$w_{2t(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(6 \cdot 10^5) + 698,3 \cdot 9,81 \cdot (1,964 - 0,03)]}{698,3}} = 41,9 \frac{m}{s} \dots (32)$$

Stanovení hydraulických ztrát na výstupu kapaliny z nádrže:

- Vnitřní potrubí je zhotoveno z nerezové ohýbné trubky o světlosti **42,8 mm**, rádius ohybu **96,6 mm**.
- Potrubí meziprostoru je svařované z nerezových ohýbaných trubek a trubkových oblouků. Světlost potrubí je **42,8 mm**, rádius ohybu ohýbaných trubek je **96,6 mm**, rádius trubkových oblouků je **57 mm**. Celková délka vnitřního potrubí a potrubí meziprostoru je **2442 mm**.

Hydraulické ztráty jsou dány ztrátovým součinitelem :

$$\Sigma (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i) \dots (33)$$



Obr.č.9.Místní odpory proudění kapaliny na výstupu z nádrže.

Součinitel tření λ_i je závislý na charakteru proudění. Jeho hodnotu lze odečíst z

tzv. Nikuradseho diagramu, nebo použít následující vztahy:

- Pro laminární proudění $Re < 2300$ a kruhové zcela zaplněné potrubí platí:

$$\lambda_i = \frac{64}{Re} \dots (34)$$

- Pro turbulentní proudění $Re = 2300$ až 40000 platí vztah dle Schillera a Hermanna:

$$\lambda_i = 0,0054 + 0,396 \cdot Re^{-0,3} \dots (35)$$

- Pro turbulentní proudění $Re > 40000$ platí vztah dle Nikuradzeho :

$$\lambda_i = \frac{1}{(2 \cdot \log \frac{r}{k} + 1,74)^2} \dots (36)$$

Pro stanovenou rychlost viz.(32) proudění je Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{\text{síly setrvačné}}{\text{síly třecí}} = \frac{w \cdot l_{ch}}{\nu} \dots (37)$$

$$l_{ch} = \frac{4 \cdot S}{O}, \text{ pro kruhové potrubí } l_{ch} = d_i \rightarrow Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu}$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

pro max.přetlak 6 \bar{je} :

$$\nu_{Ar} = \frac{137,771 \cdot 10^{-6}}{1236,9} = 0,1114 \cdot 10^{-6}, \nu_{N_2} = \frac{79,229 \cdot 10^{-6}}{698,3} = 0,1135 \cdot 10^{-6}, \nu_{O_2} = \frac{111,727 \cdot 10^{-6}}{1012,9} = 0,1103 \cdot 10^{-6}$$

$$Re_{max} = \frac{41,9 \cdot 0,04276}{0,1135 \cdot 10^{-6}} = 15,8 \cdot 10^6 \dots (38)$$

Proudění tedy bude turbulentní a je třeba použít vztah (36):

$$\lambda_i = \frac{1}{(2 \cdot \log \frac{21,38}{0,01} + 1,74)^2} = 0,014 \dots (39)$$

Součinitel místních ztrát $\Sigma \xi_i$ je dán součtem:

$$\Sigma \xi_i = \xi_{VT} + \xi_{OH} + \xi_{ventil} \dots (40)$$

Součinitel odporu na vstupu do potrubí, dle tabulek [7]: $\xi_{VT} = 0,5$

Pro součinitel odporu v ohybech potrubí platí vztah viz.[3]:

$$\xi = [0,131 + 0,16 \left(\frac{d}{R} \right)^{3,5}] \frac{\alpha^\circ}{90^\circ} \dots (41)$$

$$\xi_{OH} = \Sigma (\xi_1, \dots, \xi_8)$$

$$\xi_{1,4,5,6,7} = [0,131 + 0,16 \left(\frac{42,76}{96,6} \right)^{3,5}] \frac{90^\circ}{90^\circ} = 0,14$$

$$\xi_2 = [0,131 + 0,16 \left(\frac{42,76}{96,6} \right)^{3,5}] \frac{48^\circ}{90^\circ} = 0,075$$

$$\xi_{3,8} = [0,131 + 0,16 \left(\frac{42,76}{57} \right)^{3,5}] \frac{90^\circ}{90^\circ} = 0,19$$

$$\xi_{OH} = 5 \cdot 0,14 + 0,075 + 2 \cdot 0,19 = 1,155$$

Místní ztráta v uzavírací armatuře je zvolena pro ventil s vedením dle tabulek [7]: $\xi_{ventil} = 4,6$.

$$\Sigma \xi_i = \xi_{VT} + \xi_{OH} + \xi_{ventil} = 0,5 + 1,155 + 4,6 = 6,3 \dots (42)$$

Po dosažení ztrát třením a místních ztrát do vztahu (33):

$$\Sigma \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i \right) = \frac{0,014 \cdot 2442}{42,76} + 6,3 = 7,1 \dots (43)$$

Po dosažení do vztahu (31), bude výsledná rychlost proudění kapaliny na výstupu z nádoby:

$$max. w_{2(y)Ar} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(6 \cdot 10^5) + 1236,9 \cdot 9,81 (1,964 - 0,03)]}{1236,9 \cdot [1 + 7,1]}} = 11,2 [m/s] \dots (44)$$

$$max. w_{2(y)N_2} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(6 \cdot 10^5) + 698,3 \cdot 9,81 (1,964 - 0,03)]}{698,3 \cdot [1 + 7,1]}} = 14,9 [m/s] \dots (45)$$

$$max. w_{2(y)O_2} = \sqrt{\frac{2 \cdot [(6 \cdot 10^5) + 1012,9 \cdot 9,81 (1,964 - 0,03)]}{1012,9 \cdot [1 + 7,1]}} = 12,3 [m/s] \dots (46)$$

Tlaková ztráta bude růst z druhou mocninou rychlosti proudění kapaliny. Pro min.požadovanou rychlost 1,5m/s a hustotu kapaliny odpovídající přetlaku 1bar bude tlaková ztráta maximální pro argon, který má největší hustotu. Tlaková ztráta bude rovna :

$$\frac{\rho \cdot (v_2)^2}{2} \cdot \Sigma \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i \right) = \frac{1396,2 \cdot (1,5)^2}{2} \cdot 7,1 = 11152,2 Pa$$

Čas vyprázdnění nádoby se získá dosažením do rovnice (19):

$$t = -\frac{\sqrt{\rho}}{\sqrt{2} \cdot S_2} \cdot \int \frac{\sqrt{(S_{1(y)}^2 \cdot (1 + \Sigma (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)) - S_2^2)}}{\sqrt{p_1 - p_2 + \rho \cdot g (y - h_2)}} \cdot dy$$

resp. při zanedbání členu $\frac{S_2^2}{S_{1(y)}^2}$:

$$t = \frac{\sqrt{\rho \cdot (1 + \Sigma (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i))}}{\sqrt{2} \cdot S_2} \cdot \int \frac{S_{1(y)}}{\sqrt{p_1 - p_2 + \rho \cdot g (y - h_2)}} \cdot dy \dots (47)$$

Integrál je složitý, proto byl řešen jako určitý v programu Derive. Při konstantním přetlaku 1 bar nad hladinou v nádrži je čas vyprázdnění plné nádoby pro jednotlivá média:

$$t_{Ar} = 19,6 min.$$

$$t_{N_2} = 15,2 min.$$

$$t_{O_2} = 17,9 min.$$

Lze tedy předpokládat, že při udržování přetlaku 1 bar, čas vyprázdnění nádoby nepřesáhne **20min.**

Doba výdrže (holding time)

Očekávaná doba, která uběhne od nastavení počátečních podmínek pro naplnění nádoby, do okamžiku, kdy zvýšení přetlaku, vyvolané tepelným příkonem, dosáhne hodnoty, na kterou je nastaveno pojistné zařízení / ČSN EN 12213 /.

Stanovíme potřebnou dobu výdrže , např.25 dnů . Tepelný výkon , který bude během přepravy přiveden do nádoby vlivem tepelných zisků , bude roven změně entalpie přepravované látky . Platí tedy :

Výpočet maximální možné doby přepravy, tzv. hloading time

Legenda :

Q ...tepelný příkon [W]

h_{fg} ...měrná entalpie páry při max.pracovním tlaku [J / kg]

m_{fg} ...hmotnost páry při max.pracovním tlaku [kg]

h_{sg} ...měrná entalpie páry při min.pracovním tlaku [J / kg]

m_{sg} ...hmotnost páry při min.pracovním tlaku [kg]

h_{fl} ...měrná entalpie kapaliny při max.pracovním tlaku [J / kg]

m_{fl} ...hmotnost kapaliny při max.pracovním tlaku [kg]

h_{sl} ...měrná entalpie kapaliny při min.pracovním tlaku [J / kg]

m_{sl} ...hmotnost kapaliny při min.pracovním tlaku kg

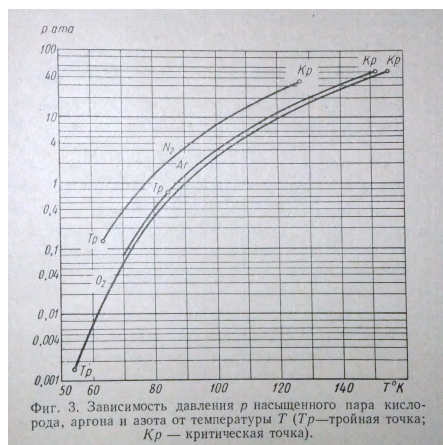
$$Q = \frac{h_{fg} \cdot m_{fg} - h_{sg} \cdot m_{sg} + h_{fl} \cdot m_{fl} - h_{sl} \cdot m_{sl}}{H \cdot 3600} [W] \dots (48)$$

Pro LAR:
$$Q_{Ar} = \frac{10^3 \cdot (48,882 \cdot 5,6 - 43,573 \cdot 5,88 - 90,164 \cdot 9437,6 + 117,660 \cdot 9437,32)}{25 \cdot 24 \cdot 3600} = 120,113 W \dots (49)$$

Pro LIN:
$$Q = \frac{10^3 \cdot (87,592 \cdot 4,6 - 77,073 \cdot 5,45 - 76,685 \cdot 5328 + 122,247 \cdot 5327,15)}{25 \cdot 24 \cdot 3600} = 112,330 W \dots (50)$$

Pro LOX:
$$Q_{O_2} = \frac{10^3 \cdot (92,373 \cdot 4,3 - 79,597 \cdot 4,49 - 91,653 \cdot 7728,4 + 133,582 \cdot 7728,21)}{25 \cdot 24 \cdot 3600} = 150,02 W \dots (51)$$

Nejdéle lze tedy při daných podmínkách převážet kyslík. Tomu odpovídá graf tlaku nasycených par pro jednotlivá média viz.obr. č.10.



Obr.č.10.Závislost tlaku nasycených par na teplotě pro argon, dusík, kyslík.

Pro dodržení doby výdrže nádoby 25 dnů je tedy nutné, aby konstrukce suportů vnitřní nádoby a izolace nádoby zajistila, že tepelný výkon přivedený do kapaliny nepřekročí vypočítané hodnoty $Q[W]$. Výkon přivedený do nádoby je tvořen vedením tepla (kondukcí) Q_K (suporty vnitřní nádoby a potrubí meziprostoru), radiací Q_R (vyzařování pláště na vnitřní nádobu) a vedení tepla zbytkovým plynem Q_P .

$$Q_1 = Q_K + Q_R + Q_P \dots (52)$$

Tabulka č.4. Entalpie kapaliny a páry při min. a max. pracovním přetlaku.

LÁTKA	$h_{fg} [kJ/kg]$	$h_{sg} [kJ/kg]$	$h_{fl} [kJ/kg]$	$h_{sl} [kJ/kg]$
Argon (Ar)	48,882	43,573	-90,164	-117,660
Dusík (N ₂)	87,592	77,073	-76,685	-122,247
Kyslík (O ₂)	92,373	79,597	-91,653	-133,582

Hmotnosti kapaliny a páry při maximálním a minimálním tlaku jsou uvedeny v kap.“Objem kapaliny“.

Izolace nádoby

Izolace nádoby je tvořena superizolací a vakuem. Molekuly vzduchu z meziprostoru jsou odsáty vývěvou na vakuum o tlaku cca.0,5 Pa (při 20°C) tj. na střední vakuum viz.tab.č.4-stupně vakua [4]. Nízký tlak vakua je během provozu kontejneru zajišťován adsorbentem, který pohlcuje molekuly uvolněné z nádoby a izolace.

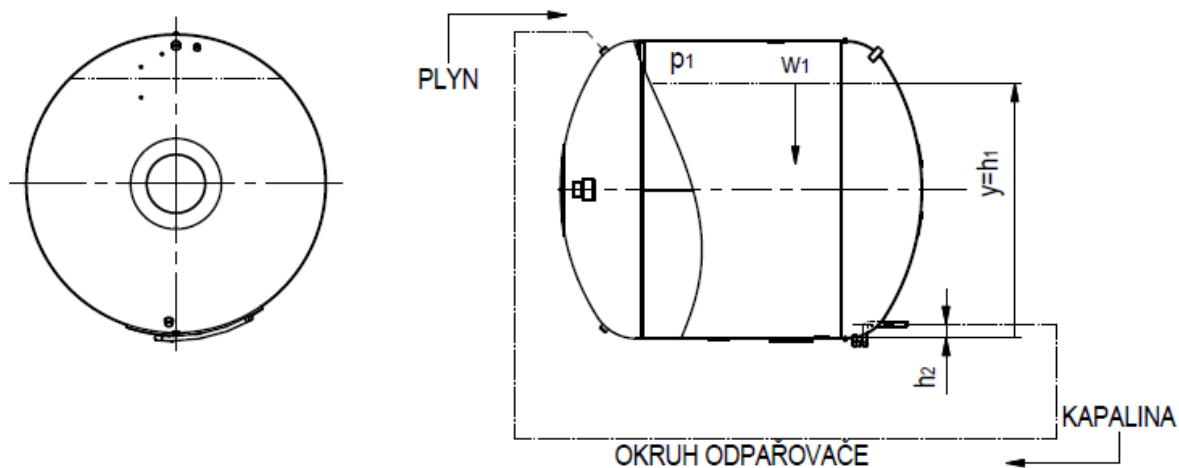
Tabulka č.5. Stupně vakua.

Pásmo	Tlak [Pa]
Atmosférický tlak	$\approx 1,01 \times 10^5$
Hrubé vakuum	$10^{+4} \dots 10^{+2}$
Jemné vakuum	$10^{+2} \dots 10^{-1}$
Vysoké vakuum (HV)	$10^{-1} \dots 10^{-5}$
Ultravysoké vakuum (UHV)	$10^{-5} \dots 10^{-10}$
Extrémně vysoké vakuum (XHV)	$< 10^{-10}$

4. NÁVRH ODPAŘOVACÍHO SYSTÉMU PRO NAVÝŠENÍ TLAKU V NÁDOBĚ

Odpařovací systém (odpařovač) přeměňuje část kapaliny odebrané z nádoby na páru, která má mnohonásobně větší objem. „Natlačením“ tohoto objemu do uzavřené nádoby nad kapalinu, vzroste tlak páry nad kapalinou. Tím se vyrovnává pokles tlaku vlivem odebírání kapaliny z nádoby a navyšuje se přetlak při požadavku většího odběru kapaliny.

Odpařovač je tvořen trubkami, v kterých se odpařuje zkapalněný technický plyn. Součinitele přestupu tepla na straně vzduchu jsou řádově menší než na straně kapaliny, proto je plocha na straně vzduchu opatřena žebrováním, která zvětšuje teplosměnnou plochu. Teplosměnná plocha odpařovače zajišťuje sdílení tepla mezi venkovním prostředím a kapalinou uvnitř. Trubky mohou mít různé druhy žeber, v této práci jsou uvažovány trubky s podélným žebrováním tzv.hvězdice viz.obr.č.11.Při návrhu je uvažována pouze přirozené proudění okolního vzduchu.



Obr.č.11. Schéma okruhu odpařovače.



Obr.č.12. Odpařovač zkapalněného plynu.

4.1. POKLES TLAKU PÁRY PŘI ODBĚRU KAPALINY

Při odebrání určitého množství kapaliny, vzroste volný objem nad kapalinou, tj. pára expanduje. Při zanedbání příkonu tepla do nádoby, lze expanzi páry pokládat za adiabatickou. Ze zákona o zachování hmoty je možné přibližně vypočítat měrný objem páry po expanzi.

Výpočet poklesu tlaku páry při odběru kapaliny:

Legenda :

m_V ...hmotnost páry[kg]

V_{V1} ...objem páry před expanzí páry [m^3]

ρ_{V1} ...měrná hmotnost páry před expanzí páry [kg/m^3]

s_1 ...entropie páry před expanzí páry [J/K]

V_{V2} ...objem páry po expanzi páry [m^3]

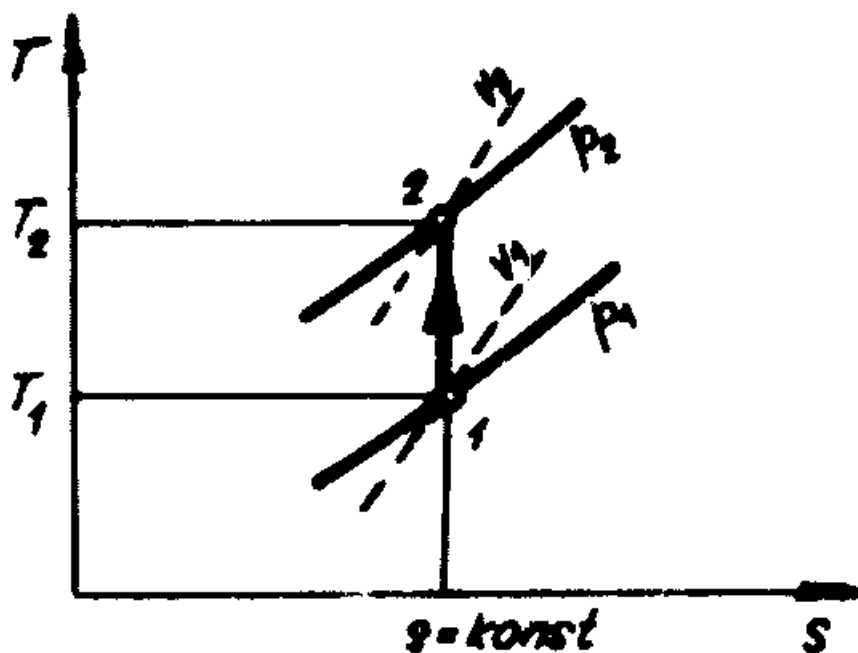
ρ_{V2} ...měrná hmotnost páry po expanzi páry [kg/m^3]

v_{V2} ...měrný objem páry po expanzi páry [kg/m^3]

p_2 ...tlak po expanzi páry [Pa]

$$m_V = V_{V1} \cdot \rho_{V1} = V_{V2} \cdot \rho_{V2} \rightarrow v_{V2} = \frac{V_{V1}}{m_V} \left[\frac{m^3}{kg} \right] \dots (53)$$

Tlak po expanzi je možné odečíst např. z T-s diagramu. Průsečíkem adiabaty s_1 a izochory v_2 prochází izobara tlaku p_2 viz.obr. č.12..



Obr.č.13. Adiabatická expanze páry v T-S diagramu..

Za předpokladu ideálního plynu a zanedbání přívodu tepla do nádoby, lze tlak po expanzi plynu počítat podle vztahu pro adiabatickou změnu ideálního plynu

Legenda :

v_{V1} ...měrný objem páry před expanzí páry [kg/m^3]

p_1 ...tlak před expanzí páry [Pa]

V ...objem prochlazené nádoby [m^3]

$V_{(y)1}, V_{(y)2}$...objem kapaliny při výšce hladiny (y) [m^3]

$$p \cdot v^\kappa = konst. \dots (54)$$

$$p_{(y)} = \left(\frac{V - V_{(y)1}}{V - V_{(y)2}} \right)^\kappa \cdot p_1 \dots (55)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

$$p_2 = \left(\frac{v_{V1}}{v_{V2}} \right)^\kappa \cdot p_1 \rightarrow \left(\frac{V_{V1}}{V_{V2}} \right)^\kappa \cdot p_1, V_{V1} = V - V_{(y)1}, V_{V2} = V - V_{(y)2}$$

Průběh poklesu tlaku při vyčerpávání viz. příloha č.4. Vzhledem k výpočtu podle pravidel pro ideální plyny, slouží výsledný graf pouze pro představu o průběhu tlaku. U reálných plynů není adiabatický ani izochorický exponent konstantní. Ke stanovení přibližné odchylky, je níže vypočten tlak plynu podle stavové rovnice pro ideální plyny, a pro porovnání také podle Waalsovy stavové rovnice pro reálné plyny.

Výpočet tlaku plynu pro ideální a skutečný plyn:

IDEÁLNÍ PLYN	REÁLNÝ PLYN
Srovnávací výpočet je proveden pro syté páry dusíku o absolutním tlaku 2 bar. Teplota a měrný objem odpovídají danému tlaku a jsou stanoveny z tabulek.	
$Dusík\ N_2 \rightarrow M = 28,016 \frac{g}{mol}, T_1 = 83,6\ K, v = \frac{1}{8,7} \frac{m^3}{kg}$	
$p_{(N_2)} = \frac{R \cdot T}{M \cdot v}$ $\frac{8,314 \cdot 83,6 \cdot 8,7}{28,016 \cdot 10^{(-3)}} = 2,158 \cdot 10^5\ Pa$	$p = \frac{R \cdot T}{M \cdot (v - b)} - \frac{a}{v^2}$ $\frac{8,314 \cdot 83,6}{28,016 \cdot 10^{-3} \cdot (\frac{1}{8,7} - 38,6 \cdot 10^{-6})} - 0,135 \cdot 8,7^2 = 2,159 \cdot 10^5\ Pa$
Výsledný tlak spočítaný podle Waalsovy stavové rovnice pro reálné plyny je zhruba o 100 Pa vyšší než výsledek stavové rovnice pro ideální plyn. Tj. rozdíl činí 0,046% z výsledku Waalsovy stavové rovnice. Proti tabulkové hodnotě se výsledek Waalsovy rovnice liší o 15900Pa, tj. o 7,37%.	

4.2. VÝPOČET VÝKONU ODPAŘOVAČE

Výpočet potřebného přetlaku pro požadovaný odběr kapaliny:

U tohoto výpočtu je rychlost proudění kapaliny na výstupu pokládána za konstantní. Výsledný přetlak proto bude jiný než ve výpočtu času potřebného pro vyprázdnění nádoby, kdy byl výtok z nádoby počítán jako nestacionární, viz.(47).

Z rovnice (29) vyplývá:

$$(v_{2(y)})^2 \cdot \rho \cdot [1 - \frac{S_2^2}{S_{1(y)}^2} + \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)] - \rho \cdot g \cdot (y - h_2)$$

$$(p_1 - p_2) = \frac{2}{(p_1 - p_2)}$$

resp. při zanedbání členu $\frac{S_2^2}{S_{1(y)}^2}$:

$$(p_1 - p_2) = \frac{\rho \cdot ((v_{2(y)})^2 \cdot [1 + \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)] - g \cdot (y - h_2))}{2} \dots (56)$$

Ze vztahu vyplývá, že velikost potřebného přetlaku roste lineárně s hustotou kapaliny a kvadraticky s požadovanou rychlostí na výstupu z nádoby.

Výsledek (28) a (43) se dosadí do vztahu (56) a následně se spočítá potřebný přetlak pro vyprázdnění v požadovaném čase. Hustota kapaliny se předběžně zvolí pro kapalinu o absolutním tlaku 1bar. Potřebný přetlak se počítá pro min.výšku hladiny.

LAR $\rho = 1396,2 \frac{kg}{m^3}$	$(p_1 - p_2) = \frac{1396,2 \cdot ((1,5)^2 \cdot [1 + 7,1] - 9,81 \cdot (0 - 0,03))}{2} = 12928 Pa \dots (57)$
LIN $\rho = 806,6 \frac{kg}{m^3}$	$(p_1 - p_2) = \frac{806,6 \cdot ((1,5)^2 \cdot [1 + 7,1] - 9,81 \cdot (0 - 0,03))}{2} = 7469 Pa \dots (58)$
LOX $\rho = 1141,8 \frac{kg}{m^3}$	$(p_1 - p_2) = \frac{1141,8 \cdot ((1,5)^2 \cdot [1 + 7,1] - 9,81 \cdot (0 - 0,03))}{2} = 10573 Pa \dots (59)$

V dalších výpočtech je počítáno s absolutním tlakem **1,5bar** udržovaným odpařovačem. (60)

Potřebný přetlak se výrazně neliší od atmosférického, proto je možné ponechat původně dosazenou hustotu kapaliny. Při maximální výšce hladiny je hydrostatický tlak dostatečný pro dosažení požadované rychlosti. Pro výšku hladiny od které je třeba, při dané rychlosti čerpání, tlak nad hladinou navýšovat platí podmínka:

$$(p_1 - p_2) = \frac{\rho \cdot ((v_{2(y)})^2 \cdot [1 + \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)] - g \cdot (y - h_2))}{2} = 0$$

Po dosažení:

$$y = \frac{(v_{2(y)})^2 \cdot [1 + \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)]}{g} - h_2 = 0 \rightarrow y = (1,5^2 \cdot [1 + 7,1]) / (9,81 - 0,03) = 1,83 m \dots (61)$$

Po snížení hladiny pod **1,83m** je nutné tlak nad hladinou navýšit.

Výsledný přetlak a rychlost v závislosti na výšce hladiny jsou uvedeny v. příloze 4.

Stanovení výkonu odpařovače:

Odařovač musí mít takový výkon, aby byl schopný odpařit takové množství plynu, jehož objem po stlačení na požadovaný tlak viz.(60), bude rovný objemu odebrané kapaliny viz.(27). Musí tedy platit:

$$\dot{V}_L = \dot{V}_V \dots (62)$$

$$\text{Pro hmotnostní průtok na vstupu do odpařovače platí: } \dot{m}_{LO_i} = \dot{V}_L \cdot \rho_V [\frac{kg}{s}] \dots (63)$$

Legenda:

$\dot{m}_{LO_i} \dots$ potřebný hmotnostní průtok kapaliny odpařovačem

$$\text{Pro LAR: } \max. \rho_{V, Ar} = 8,3 [\frac{kg}{m^3}] \quad \dot{m}_{LO_i, Ar} = 0,0021 \cdot 8,3 = 0,017 [\frac{kg}{s}] \dots (64)$$

$$\text{Pro LIN: } \max. \rho_{V, N_2} = 6,6 [\frac{kg}{m^3}] \quad \dot{m}_{LO_i, N_2} = 0,0021 \cdot 6,6 = 0,014 [\frac{kg}{s}] \dots (65)$$

$$\text{Pro LOX: } \max. \rho_{V, O_2} = 6,4 [\frac{kg}{m^3}] \quad \dot{m}_{LO_i, O_2} = 0,0021 \cdot 6,4 = 0,014 [\frac{kg}{s}] \dots (66)$$

Teplo potřebné k odpaření 1kg tekutiny je rovné rozdílu entalpie syté kapaliny a syté páry, tedy platí:

$$q=i''-i'...(67)$$

Hodnoty entalpií při absolutním tlaku 1,5bar se odečtou z tabulek:

$$i'_{Ar}=44,971, i'_{Ar}=-113,14, i'_{N_2}=79,689, i'_{N_2}=-114,829, i'_{O_2}=82,447, i'_{O_2}=-126,645$$

Po dosazení do vztahu (64) je potřebný tepelný výkon přivedený do kapaliny:

$$q_{Ar}=i''-i'=44,971+113,14=158,1 \text{ kJ/kg}...(68)$$

$$q_{N_2}=i''-i'=79,689+114,829=194,5 \text{ kJ/kg}...(69)$$

$$q_{O_2}=i''-i'=82,447+126,645=209,1 \text{ kJ/kg}...(70)$$

Pro daný hmotnostní průtok kapaliny je potřebný výkon odpařovače:

$$Q_{Ar}=q_{Ar} \cdot \dot{m}_{LV,Ar}=158,1 \cdot 0,017=2,7 \text{ kW}; Q_{N_2}=q_{N_2} \cdot \dot{m}_{LV,N_2}=194,5 \cdot 0,014=2,7 \text{ kW}$$

$$Q_{O_2}=q_{O_2} \cdot \dot{m}_{LV,N_2}=209,1 \cdot 0,014=2,9 \text{ kW}$$

Pro další výpočty lze uvažovat s výkonem odpařovače:

$$Q \approx 3 \text{ kW}...(71)$$

Výpočet parametrů proudění kapaliny v potrubí pro odpařovač na výstupu z nádoby:

Předpoklad je, že hnací silou je pouze hydrostatický tlak kapaliny $p_1=p_2$. Z rovnice kontinuity vyplývá: $w_1=w_2 \cdot (\frac{S_2}{S_{1(y)}})$. Bernoulliova rovnice mezi hladinou a výstupem z nádoby viz.obr.č.11 bude mít tedy tvar:

$$p_1 + \frac{\rho \cdot (w_1)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot (w_2)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_z$$

$$p_1 + \frac{\rho \cdot (w_1)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot y = p_2 + \frac{\rho \cdot (w_2)^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 + \Sigma \frac{\rho \cdot (w_2)^2}{2} \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i \right) \dots(72)$$

Pro rychlost proudění kapaliny bude platit:

$$w_{2(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (y - h_2)}{[1 + \Sigma (\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i)]}} \dots(73)$$

Maximální rychlost proudění kapaliny na vstupu do dpařovače, bez uvažování hydraulických ztrát v potrubí:

$$w_{2t(y)} = \sqrt{2 \cdot g \cdot (y - h_2)} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (1,964 - 0,14)} = 5,98 \frac{m}{s} \dots(74)$$

Hydraulické ztráty jsou dány ztrátovým součinitelem viz.(33):

$$\Sigma \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i \right)$$

Pro výpočet Rynoldsova čísla platí vztah (37):

$$Re = \frac{\text{síly setrvačné}}{\text{síly třecí}} = \frac{w \cdot l_{ch}}{\nu}$$

pro maximální přetlak v nádobě je viz. (37):

$$v_{Ar} = \frac{137,771 \cdot 10^{-6}}{1236,9} = 0,1114 \cdot 10^{-6}$$

$$v_{N_2} = \frac{79,229 \cdot 10^{-6}}{698,3} = 0,1135 \cdot 10^{-6}$$

$$v_{O_2} = \frac{111,727 \cdot 10^{-6}}{1012,9} = 0,1103 \cdot 10^{-6}$$

...(75)

$$\max. Re_t = \frac{5,98 \cdot 0,02786}{0,1103 \cdot 10^{-6}} = 1,51 \cdot 10^6$$

$$\min. Re_t = \frac{5,98 \cdot 0,02786}{0,2 \cdot 10^{-6}} = 0,833 \cdot 10^6$$

pro nulový přetlak v nádobě je :

$$v_{Ar} = \frac{261,282 \cdot 10^{-6}}{1396,2} = 0,1871 \cdot 10^{-6}$$

$$v_{N_2} = \frac{161,372 \cdot 10^{-6}}{806,6} = 0,2 \cdot 10^{-6}$$

$$v_{O_2} = \frac{195,321 \cdot 10^{-6}}{1141,8} = 0,1711 \cdot 10^{-6}$$

Pro součinitel tření λ_i při $Re > 40000$ platí vztah dle Nikuradzeho viz.(36):

$$\lambda_i = \frac{1}{(2 \cdot \log \frac{r}{k} + 1,74)^2} \dots (33)$$

$$\lambda_i = \frac{1}{(2 \cdot \log \frac{13,93}{0,01} + 1,74)^2} = 0,0155 \dots (76)$$

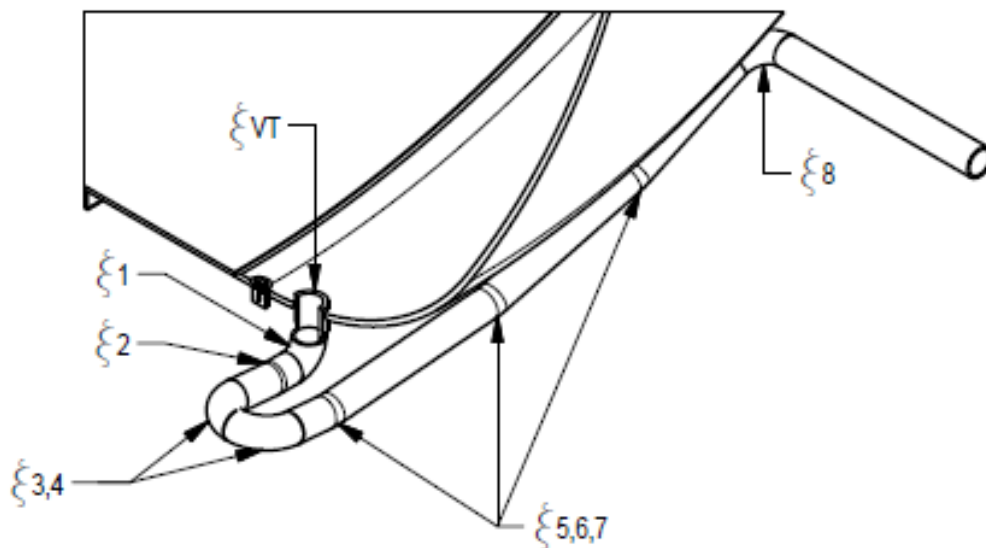
Součinitel odporu $\Sigma \xi_i$ viz.(40):

$$\Sigma \xi_i = \xi_{VT} + \xi_{OH} + \xi_{ventil} \dots (40)$$

Součinitel odporu na vstupu do potrubí, dle tabulek: $\xi_{VT} = 0,5$.

Pro odpor v ohybech platí vztah viz.(41):

$$\xi_{OH} = [0,131 + 0,16 \left(\frac{d}{R} \right)^{3,5}] \frac{\alpha^\circ}{90^\circ} \dots (41)$$



Obr.č.14. Místní odpory proudění kapaliny na výstupu z nádrže do okruhu odpařovače.

$$\xi_{OH} = \Sigma (\xi_1, \dots, \xi_8)$$

$$\xi_1 = [0,131 + 0,16 \left(\frac{27,86}{27,86} \right)^{3,5}] \frac{90^\circ}{90^\circ} = 0,291$$

$$\xi_2 = [0,131 + 0,16 \left(\frac{27,86}{66,8} \right)^{3,5}] \frac{5^\circ}{90^\circ} = 0,0077$$

$$\xi_{3,4,7} = [0,131 + 0,16 \left(\frac{27,86}{27,86 \cdot 1,5} \right)^{3,5}] \frac{90^\circ}{90^\circ} = 0,17$$

$$\xi_{5,6,7} = [0,131 + 0,16 \left(\frac{27,86}{66,8} \right)^{3,5}] \frac{10^\circ}{90^\circ} = 0,015$$

$$\xi_{OH} = 0,291 + 0,077 + 3 \cdot 0,17 + 3 \cdot 0,015 = 0,923$$

Místní ztráta v uzavírací armatuře je zvolena pro ventil s vedením dle tabulek [7]: $\xi_{ventil} = 6,1$.

$$\Sigma \xi_i = \xi_{VT} + \xi_{OH} + \xi_{ventil} = 1 + 0,923 + 6,1 = 8,023 \dots (77)$$

Po dosazení výsledků (76) a (77) do vztahu (73) je maximální výsledná rychlost proudění kapaliny v potrubí pro odpařovač na výstupu z nádoby:

Legenda :

$\dot{m}_{LO} \dots$ hmotnostní průtok kapaliny

na vstupu do odpařovače

$\dot{V}_{LO} \dots$ objemový průtok kapaliny

na vstupu do odpařovače

$$w_{2(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (y - h_2)}{[1 + \Sigma \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \xi_i \right)]}}$$

$$\max. w_{2(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot (1,964 - 0,14)}{1 + 8,023}} = 1,99 \left[\frac{m}{s} \right] \dots (78)$$

$$\min. w_{2(y)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,14}{1 + 8,023}} = 0,55 \left[\frac{m}{s} \right] \dots (79)$$

$$\min. \dot{V}_{LO} = \min. w_2 \cdot S = \frac{0,55 \cdot \pi \cdot 0,02786^2}{4} = 0,00034 \left[\frac{m^3}{s} \right] \dots (80)$$

$$\min. \dot{m}_{LO} = \min. \dot{V}_{LO} \cdot \rho_K$$

Výpočet parametrů proudění kapaliny na vstupu do odpařovače:

Největší hustotu má argon, maximální objemový průtok na vstupu do odpařovače bude při tlaku viz.(60) roven:

$$\dot{m}_{LO} = \dot{V}_{LO} \cdot \rho_{Ar} = 0,00034 \cdot 1371,1 = 0,46 \left[\frac{kg}{s} \right] \dots (81)$$

Porovnání potřebného hmotnostního průtoku viz.(64) a skutečného průtoku viz.(81).

$$\dot{m}_{LO} = 0,46 > \dot{m}_{LOi} 0,017 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Objemový průtok na vstupu do odpařovače je příliš velký. Výkon odpařovače musí pokrýt maximální možný průtok kapaliny, aby nedošlo k zahcení odpařovače kapalinou. Pokud bude výkon odpařovače příliš velký, bude docházet k přehřívání páry. Je třeba upravit potrubí na výstupu z nádoby tak, aby hmotnostní průtok kapaliny na vstupu do odpařovače byl přiměřený.

Pro úsek mezi výstupem z nádoby a vstupem do odpařovače platí Bernoulliova rovnice:

$$(p_1 + \rho \cdot g \cdot y) + \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} = (p_1 + \rho \cdot g \cdot y) + \frac{\rho \cdot w_2^2}{2} + p_z \dots (82)$$

Po úpravě lze pro potřebnou tlakovou ztrátu napsat vztah:

$$p_z = \frac{1}{2 \cdot \rho} \cdot \left[\left(\frac{\dot{m}_1}{S_1} \right)^2 - \left(\frac{\dot{m}_2}{S_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2 \cdot \rho} \cdot \left[\left(\frac{\dot{m}_1}{S_1} \right)^2 - \left(\frac{\dot{m}_2^2}{\dot{m}_1} \right)^2 \right] \dots (83)$$

Po dosazení (64) a (81) bude potřebná tlaková ztráta pro LAR při tlaku (60):

$$p_z = \frac{1}{2 \cdot \rho} \cdot \left[\left(\frac{\dot{m}_1}{S_1} \right)^2 - \left(\frac{\dot{m}_2}{S_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2 \cdot 1371,1} \cdot \left[\left(\frac{0,46}{0,00061} \right)^2 - \left(\frac{0,017^2}{0,46} \right)^2 \right] = 207,4 \text{ Pa} \dots (84)$$

Pro tlakovou ztrátu platí:

$$p_z = \frac{w_2 \cdot \rho_L^2}{2} \sum \left(\frac{\lambda_i \cdot L_{oi}}{d_{oi}} + \xi_i \right) [Pa] \dots (85)$$

4.3. NÁVRH PRŮMĚRU A DÉLKY TRUBKY ODPAŘOVAČE

Konstrukci odpařovače je třeba navrhnout tak, aby nedocházelo ke zbytečnému přehřívání páry a tím k přivádění tepla do nádoby. Teplota páry na vstupu do nádoby by měla být taková, aby nedošlo k její kondenzaci po jejím ochlazení uvnitř nádoby. Tuto teplotu lze odečíst z T-s diagramu na průsečíku izobary odpovídající tlaku v potrubí na vstupu do nádoby a adiabaty. Délka trubky se odhadne ze zástavbových rozměrů. Aby nedošlo k zahlcení průřezu trubky parou, je třeba dodržet min.světlost trubky.

Výpočet minimální světlosti trubky odpařovače:

Legenda:

$d_{oi} \dots$ světlost trubky odpařovače [m]

$D_{max} \dots$ maximální průměr parní bubliny

$$d_{oi} \geq 2 \cdot \left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho - \rho'')} \right)^{1/2} \doteq 2 \cdot D_{max} \dots (86)$$

Povrchové napětí kapalin pro teplotu syté kapaliny příslušnou k absolutnímu tlaku viz.(60) se stanoví z přílohy č.5.

LAR	$T=91,2[K] \quad \sigma=11,5 \cdot 10^{-3}[N/m]$ $\rho'=1371,1[kg/m^3] \quad \rho''=8,3[kg/m^3]$	$d_{oi} \geq 2 \cdot \left(\frac{11,5}{10^3 \cdot 9,81 \cdot (1371,1 - 8,3)} \right)^{1/2} = 1,9 \text{ mm}$
LIN	$T=80,8[K] \quad \sigma=8 \cdot 10^{-3}[N/m]$ $\rho'=790[kg/m^3] \quad \rho''=6,6[kg/m^3]$	$d_{oi} \geq 2 \cdot \left(\frac{8}{10^3 \cdot 9,81 \cdot (790 - 6,6)} \right)^{1/2} = 2,1 \text{ mm}$
LOX	$T=94,1[K] \quad \sigma=12,25 \cdot 10^{-3}[N/m]$ $\rho'=1121,4[kg/m^3] \quad \rho''=6,4[kg/m^3]$	$d_{oi} \geq 2 \cdot \left(\frac{12,25}{10^3 \cdot 9,81 \cdot (1121,4 - 6,4)} \right)^{1/2} = 2,1 \text{ mm}$

Minimální přípustný průřez je mnohem menší než běžně používané průřezy trubek. V dalších výpočtech je používána trubka **15X1,5** o světlosti **12mm**.

$$d_{oi} = 12 \text{ mm} \dots (87)$$

Reynoldsovo kritérium pro proudění kapaliny v odpařovači:

Z požadovaného hmotnostního průtoku viz.(64) a zvolené světlosti potrubí odpařovače viz.(87) bude rychlost proudění LAR v odpařovači rovna:

$$w_2 = \frac{\dot{m}_{LOi} \cdot 4}{d_{Oi}^2 \cdot \pi \cdot \rho_{L, Ar}} = \frac{0,017 \cdot 4}{0,012^2 \cdot \pi \cdot 1371,1} = 0,11 \text{ m/s} \dots (88)$$

Po dosazení rychlosti proudění kapaliny viz.(88) do vztahu pro výpočet Reynoldsova čísla (37) je $max. Re$:

kinematická viskozita pro LAR při tlaku viz.(60):

$$\nu = 0,169 \cdot 10^{-6} [m^2/s]$$

$$max. Re = \frac{w \cdot l_{ch}}{\nu} = \frac{0,11 \cdot 0,012}{0,169 \cdot 10^{-6}} = 0,008 \cdot 10^6 \dots (89)$$

Stanovení předběžné délky trubky odpařovače:

$$V_o = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \cdot L_o \cdot \rho_L = max. \dot{m}_{LO} \dots (90)$$

Po úpravě lze pro délku trubky napsat vztah:

$$L_o = \frac{\dot{m}_L \cdot 4}{\pi \cdot d_o^2 \cdot \rho_L} = \frac{0,017 \cdot 4}{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 1371,1} = 110 \text{ mm} \dots (91)$$

K délce trubky je třeba připočíst tzv.termickou náběhovou délku na které teplotní mezní vrstva dosáhne osy trubky.

$$L_h = 0,693 \cdot Re^{1/4} \cdot d_{Oi} \dots (92)$$

Po dosazení za Re viz.(89) a d_{Oi} viz.(87):

$$L_h = 0,693 \cdot Re_{max}^{1/4} \cdot d_{Oi}$$

$$L_h = 0,693 \cdot (0,008 \cdot 10^6)^{1/4} \cdot 0,012 = 0,08 \text{ m} \dots (93)$$

Celková délka trubky odpařovače tedy bude:

$$L = L_o + L_h = 0,110 + 0,08 = 0,190 \text{ m} \dots \text{délku navýšíme na } 0,25 \text{ m} (94)$$

Výpočet parametrů proudění kapaliny v odpařovači:

Skutečná rychlost proudění kapaliny ve vzdálenosti l_h za vstupem do odpařovače se vypočítá z Bernoulliho rovnice viz.(82) a vztahu pro tlakovou ztrátu viz.(85):

$$w_1^2 = w_2^2 \cdot (1 + \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_h}{d_{Oi}} + \xi_i)) \rightarrow w_2 = \sqrt{\frac{w_1^2}{1 + \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_h}{d_{Oi}} + \xi_i)}} \dots (95)$$

Tlaková ztráta třením bude rovna:

$$p_{Z,1} = \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_{L, Ar} \cdot \sum (\frac{\lambda_i \cdot L_h}{d_{Oi}}) [Pa] \dots (96)$$

- Pro turbulentní proudění $Re = 2300$ až 40000 platí vztah dle Schillera a Hermanna viz.(35):

$$\lambda_i = 0,0054 + 0,396 \cdot Re^{-0,3} \dots (35)$$

$$\lambda_i = 0,0054 + 0,396 \cdot (0,008 \cdot 10^6)^{-0,3} = 0,073 \dots (97)$$

Po dosažení do (96) bude tlaková ztráta třením:

$$p_{z,1} = \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_{L,Ar} \cdot \Sigma \left(\frac{\lambda_i \cdot L_h}{d_{oi}} \right) = \frac{0,11^2}{2} \cdot 1371,1 \cdot \left(\frac{0,073 \cdot 0,08}{0,012} \right) = 4 \text{ Pa} \dots (98)$$

Tlaková ztráta místními odpory musí být rovna:

$$p_{z,2} = p_z - p_{z,1} = \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_{L,Ar} \cdot \Sigma \xi_i \rightarrow \Sigma \xi_i = \frac{2 \cdot (p_z - p_{z,1})}{w_2^2 \cdot \rho_{L,Ar}} = \frac{2 \cdot (207,4 - 4)}{0,11^2 \cdot 1371,1} = 24,5 \text{ Pa} \dots (99)$$

Ztrátový součinitel bude tvořen přechodem mezi světlostí trubky na výstupu z nádoby a vstupem do odpařovače a regulační armaturou:

- dle tabulek [7] pro přechod s náběhovým úhlem 30°:
 $\xi_1 = 0,25$
- regulační armatura musí být nastavena s ohledem na potřebnou tlakovou ztrátu viz.(84) tak, aby její ztrátový součinitel byl roven:
 $\xi_2 = \Sigma \xi_i - 0,25 = 24,5 - 0,25 = 24,25$

4.4. STANOVENÍ PARAMETRŮ TEPLSMĚNNÉ PLOCHY ODPAŘOVAČ

Typ teplosměnné plochy

Teplosměnné plochy slouží k rozšíření plochy na teplosměnné ploše, která sousedí s prostředím s výrazně menším součinitelem přestupu tepla. Mohou mít různý tvar. Nejčastější jsou spirálově vinutá žebra, podélná žebra a lamely, viz.tabulka č.6.

Tabulka č.6. Příklady teplosměnných ploch odpařovače.

Obr.č.13.Příklad odpařovače tvořeného trubkami se spirálově navinutým hliníkovým žebrem:



Obr.č.15.Příklad odpařovače tvořeného trubkami s nalisovaným hliníkovým tubusem s podélnými žebry:

Tabulka č.6. Příklady teplosměnných ploch odpařovače.



Obr.č.14.Příklad odpařovače tvořeného trubkami s nalisovanými hliníkovými lamelami:



Obr.č.15.Příklad odpařovače tvořeného trubkami s nalisovaným hliníkovým tubusem s podélnými žebry:

Pro další výpočet je za teplosměnnou plochu předběžně zvolen hliníkový profil tzv.hvězdice viz.obr.č. 15. Profil má deset po obvodu rovnoměrně rozdělených žebér o výšce **50mm** a tloušťce **2mm**, který je nalisován na trubce o rozměru **15X1,5mm** z nerezavějící austenitické oceli. Celková teplosměnná plocha na 1m trubky je **1m²** (jedno žebro má plochu **0,1m²**). Vzhledem k malé vzdálenosti mezi žebry u obvodu trubky, je tato vzdálenost a šířka čela žebra započítána do výšky žebra.

Stanovení délky teplosměnného profilu:

Parametry žebra:

výška žebra $h=50 [mm]$

tloušťka žebra $\delta=2 [mm]$

součinitel tepelné vodivosti $\lambda_2=189 [W/(m \cdot K)]$

Pro tepelný tok do kapaliny (prostup tepla) platí rovnice:

Legenda :

t_f ...teplota tekutiny [K]

t_s ...teplota stěny trubky [K]

t_z ...teplota stěny žebra [K]

t_o ...teplota okolí [K]

A_z ...obvod teplosměnné plochy žebra [m]

A_i ...obvod vnitřní teplosměnné plochy trubky [m]

L ...délka žebrované trubky [m]

δ_i ...tloušťka stěny trubky [m]

α_A ...součinitel přestupu tepla ze vzduchu [W/(m²·K)]

α_B ...součinitel přestupu tepla z kapaliny [W/(m²·K)]

$$Q = k \cdot L \cdot \Delta t [W] \dots (100)$$

Pro koeficient prostupu libovolnou žebrovanou trubkou platí [8]:

$$\frac{1}{k_{TP}} = A_{TP} \cdot \left[\frac{1}{\alpha_A \cdot (A_{TP} - (1 - \eta_z) A_z)} + \frac{1}{A_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right] \dots (101)$$

Teplotu tekutiny pro jednotlivé kapaliny při absolutním tlaku 1,5bar lze přibližně stanovit z tabulek:

$$t_{f,Ar} = 91,2 K, \quad t_{f,N_2} = 80,8 K, \quad t_{f,O_2} = 94,1 K$$

Výpočet potřebných veličin je uveden níže.

Po dosazení (103), (129), (141) do vztahu (100):

$$L = \frac{Q}{\Delta t} \cdot (A_{TP} \cdot \left[\frac{1}{\alpha_A \cdot (A_{TP} - (1 - \eta_z) A_z)} + \frac{1}{A_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right]) \dots (101)$$

$$L = \frac{3000}{(288,15 - 80,8)} \cdot \left(1 \cdot \left[\frac{1}{25,6 \cdot (1 - (1 - 0,6) 1)} + \frac{1}{0,038} \cdot \left(\frac{1}{4386,6} + 8 \cdot 10^{-5} \right) \right] \right)$$

$$L = 14,5 \cdot (1 \cdot [0,065 + 0,006 + 0,002]) = 1,06 m \dots (102)$$

Potřebná délka daného teplosměnného profilu je **1,06m**. Při uvažování vhodné délky profilu 0,25m viz.(94), je třeba vést čtyři řady teplosměnného profilu. Obdobné řešení je vidět na obrázku č.(15).

Z výsledku je patrné, že převážnou část potřebného výkonu pokryje přestup tepla ze vzduchu do teplosměnné plochy.

Ve výpočtu není započítán vliv námrazy, která může podstatně snížit výkon odpařovače, proto bylo počítáno s minimální účinností žebra.

Výpočet součinitele přestupu tepla:

Sdílení tepla mezi okolím a kapalinou procházející trubkou odpařovače je složené z přestupu tepla mezi okolím a teplosměnnou plochou, vedením tepla materiálem teplosměnné plochy a přestupem tepla mezi teplosměnnou plochou a odpařovanou kapalinou.

Rozhodující vliv na vedení tepla bude mít součinitel přestupu tepla mezi okolním vzduchem a teplosměnnou plochou odpařovače. Pro úplnost je níže uveden i výpočet součinitele přestupu tepla mezi odpařovanou kapalinou a teplosměnnou plochou.

Vedení tepla válcovou plochou, výpočet střední teploty teplosměnné plochy

Vedení tepla válcovou stěnou trubky odpařovače. Válcová plocha je tvořena stěnou trubky z austenitické nerezové oceli o průměru 15 mm a síle 1,5mm, stěnou hliníkového tubusu o síle 2mm, a námrazou, která se tvoří během provozu odpařovače. Pro výpočet je uvažováno s vrstvou námrazy o síle 3mm.

R_i ...poloměr [m]

λ_i ...tepelná vodivost materiálu [W/(m·K)]

Výpočet členu pro rovnici (101):

$$R_1 = (15 - 2 \cdot 1,5) / 2 = 6 \cdot 10^{-3} [m]$$

$$R_2 = 15 / 2 = 7,5 \cdot 10^{-3} [m]$$

$$R_3 = (15 + 2 \cdot 2) / 2 = 9,5 \cdot 10^{-3} [m]$$

$$\lambda_1 = 22 [W / (m \cdot K)]$$

$$\lambda_2 = 189 [W / (m \cdot K)]$$

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \left(\frac{0,0015}{22} \right) + \left(\frac{0,002}{189} \right) = 8 \cdot 10^{-5} \dots (103)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla pro válcovou plochu:

$$k_s = \frac{1}{\Sigma \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{R_{i+1}}{R} \right)} \dots (104)$$

$$k_s = \frac{1}{\left(\frac{1}{22} \ln \frac{7,5}{6} \right) + \left(\frac{1}{189} \ln \frac{9,5}{7,5} \right)} = 87,8 [W / (m \cdot K)] \dots (105)$$

Výpočet střední teploty teplosměnné plochy:

Velikost tepelného toku válcovou plochou bude rovna:

$$q = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot \Delta t = konst. [W / m]$$

Pro dusík a teplotu okolí 15°C bude tepelný tok:

$$q = 2 \cdot \pi \cdot 87,8 \cdot (15 + 192,3) = 114360 [W / m]$$

Teplota vnějšího válcového povrchu trubky tvořeného hliníkovým tubusem.

$$k_{s2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{189} \ln \frac{9,5}{7,5} \right)} = 799,5 [W / (m \cdot K)]$$

$$t_s = t_{f, N_2} + \Delta t = t_{f, N_2} + \frac{q}{k_{s2} \cdot 2 \cdot \pi} = 80,8 + \frac{114360}{799,5 \cdot 2 \cdot \pi} = 103,57 [K] = -169,6 [^{\circ}C] \dots (106)$$

Při výpočtu je počítáno pouze s kondukcí, protože součinitelé přestupu tepla nejsou známy a k jejich výpočtu je třeba odhadnout střední teplotu teplosměnného povrchu.

Vedení tepla žebra

Stanovení součinitele prostupu tepla pro teplosměnnou plochu zvětšenou žebrováním je ztíženo nerovnoměrným rozložením teploty po ploše žebra. Z tohoto důvodu se zavádí tzv. účinnost žebra η_z , která udává poměrné zmenšení povrchu žebra, pokud by po celé ploše mělo stejnou teplotu. Běžné hodnoty účinnosti žebra se pohybují v intervalu $0,6 < \eta_z < 0,9$. Pro další výpočet je použita min. hodnota $\eta_z = 0,6$.

Pro praktické výpočty lze v rozsahu $30 < k < 120 W / (m^2 \cdot K)$ použít vzorec:

$$\eta_z = \frac{C}{\alpha_z + C} \rightarrow \alpha_A = \frac{C}{\eta_z} - C \dots (107)$$

$$C = \frac{1,76 \cdot \delta \cdot \lambda}{h^2} = \frac{1,76 \cdot 0,002 \cdot 189}{0,05^2} = 266 [W / (m^2 \cdot K)]$$

Po dosazení do (107):

$$\alpha_z = \frac{C}{\eta_z} - C \rightarrow 29,5 < \alpha_z < 177 \dots (108)$$

Pro žebra konstantního průřezu, při zanedbání sdílení tepla čelní plochou žebíků bude teplota stěny žebra ve směru vedení tepla závislá na výšce žebra dle vztahu:

$$t_z = t_o \cdot \frac{1}{\cosh(m \cdot h)} [K] \dots (109)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_A}{\lambda \cdot \delta}} \rightarrow 12,5 < m < 30,6 [m^{-1}]$$

Po dosazení do (109) bude teplota stěny u paty žebra v intervalu:

$$\max.t_{z,1}=(15+273,15)\cdot\frac{1}{\cosh(12,5\cdot0,05)}=288,15\cdot\frac{1}{\cosh(0,6)}=\frac{288,15}{1,186}=243[K]=-30[^\circ C]$$

$$\min.t_{z,1}=(15+273,15)\cdot\frac{1}{\cosh(30,6\cdot0,05)}=288,15\cdot\frac{1}{\cosh(1,5)}=\frac{288,15}{2,352}=122,5[K]=-151[^\circ C]$$

Střední teplota stěny u paty žebra bude:

$$\frac{\min.t_{z,1}+\max.t_{z,1}}{2}=-90,5[^\circ C]=+182,65[K]...(110)$$

Teplota žebra v polovině jeho výšky bude v intervalu:

$$\max.t_{z,2}=(15+273,15)\cdot\frac{1}{\cosh(12,5\cdot0,025)}=288,15\cdot\frac{1}{\cosh(0,3)}=\frac{288,15}{1,045}=276[K]=2,6[^\circ C]$$

$$\min.t_{z,2}=(15+273,15)\cdot\frac{1}{\cosh(30,6\cdot0,025)}=288,15\cdot\frac{1}{\cosh(0,8)}=\frac{288,15}{1,337}=215,5[K]=-58[^\circ C]$$

Střední teplota stěny žebra v polovině jeho výšky bude:

$$t_{z,2}=\frac{\min.t_{z,1}+\max.t_{z,1}}{2}=-27,7[^\circ C]...(111)$$

Střední teplota stěny žebra bude:

$$t_z=\frac{t_{z,1}+t_{z,2}}{2}=-59,1[^\circ C]=214,05[K]...(112)$$

Velikost tepelného toku z vnějšího prostředí do kapaliny vedeného žebrem teplosměnné plochy bude v intervalu:

$$\min.q=\lambda\cdot m\cdot\delta\cdot t_o\cdot tgh(m\cdot h)=189\cdot 12,5\cdot 0,002\cdot tgh(12,5\cdot 0,05)=189\cdot 12,5\cdot 0,002\cdot tgh(0,6)=189\cdot 12,5\cdot 0,002\cdot 0,537=2,5[W/m]$$

$$\max.q=\lambda\cdot m\cdot\delta\cdot t_o\cdot tgh(m\cdot h)=189\cdot 30,6\cdot 0,002\cdot tgh(30,6\cdot 0,05)=189\cdot 30,6\cdot 0,002\cdot tgh(1,5)=189\cdot 30,6\cdot 0,002\cdot 0,905=10,5[W/m]$$

Střední hodnota tepelného toku bude:

$$q=\frac{\min.q+\max.q}{2}=6,5[W/m_{zebro}]$$

Součinitel přestupu tepla ze vzduchu do teplosměnné plochy α_A [2]:

Parametry okolního vzduchu:

- Teplota okolí: 15°C, tomu odpovídá tlak sytých par $P_p''=1704,1[Pa]$ a hustota $\rho_p''=1,178[kg/m^3]$
- Atmosférický tlak: 1,013 bar
- Relativní vlhkost 60% $\rightarrow \varphi=0,6$
- Pro absolutní vlhkost vzduchu platí vztah: $x=\frac{0,622\cdot\varphi\cdot P_p''}{p-\varphi\cdot P_p''}=\frac{0,622\cdot 0,6\cdot 1704,1}{1,013\cdot 10^5-0,6\cdot 1704,1}=6,342 g/kg_{s.v.}$
- Entalpie vlhkého vzduchu:

$$i=i_A+x\cdot i_V \quad i=c_A\cdot t+x\cdot(l+c_V\cdot t) \\ i=1010\cdot 15+0,6\cdot(2500+1840\cdot 15)=33,2[KJ/kg_{s.v.}]$$

Legenda:

i_A ...entalpie suchého vzduchu $[KJ/kg]$

i_V ...entalpie vodní páry $[KJ/kg]$

c_A ...měrná tepelná kapacita suchého vzduchu při $t=\text{konst.}$ $[J/(kg\cdot K)]$

(v intervalu $-30^\circ C < t < 100^\circ C$ je $c_A=1010[J/(kg\cdot K)]$)

c_V ...měrná tepelná kapacita vodní páry $[J/(kg\cdot K)]$

l ...výparné teplo vody $[J/kg]$

- Tepelná vodivost suchého vzduchu viz.fyzikální tabulky [7]:

$$\lambda=0,0254[W/(m \cdot K)]$$

- Kinematická viskozita suchého vzduchu viz.fyzikální tabulky [7]:

$$\nu=14,66 \cdot 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

- Prandtlovo kritérium suchého vzduchu viz.fyzikální tabulky [7]:

$$Pr=0,713$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na vodorovné trubce:

K přestupu tepla dochází přirozenou konvekcí vzduchu na válcovém povrchu o průměru 19mm, materiál povrchu je hliník. Střední teplota stěny viz.(106), teplota okolí 15°C.

Součinitel pro přirozenou konvekci se vypočítá z Nusseltova kritéria.

D ...průměr trubky [m]

Pr_s ...Prandtlovo kritérium vzduchu při teplotě stěny [1]

t ...teplota okolí mimo mezní vrstvu [K]

t_s ...střední teplota povrchu teplosměnné plochy [K] viz.(106)

γ ...teplotní objemová roztažnost [K⁻¹]

$$t_m = \frac{t_s + t}{2} = \frac{-182,4 + 15}{2} = -83,7 [^{\circ}C]$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = 0,5 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots (113)$$

$$Gr = \gamma_{(t_s)} (t_s - t) \frac{g \cdot D^3}{\nu_{(t)}^2} \dots (114)$$

Součinitel objemové roztažnosti při střední teplotě mezní vrstvy t_m :

$$\gamma_{(t_m)} = 1/(-83,7 + 273,15) = 0,0053 [K^{-1}]$$

Prandtlovo kritérium při střední teplotě mezní vrstvy t_m viz. tabulky [7]:

$$Pr_s = 0,72$$

Kinematická viskozita vzduchu při teplotě okolí viz. tabulky [7]:

$$\nu = 14,66 \cdot 10^{-6} [m^2/s]$$

Po dosazení do (113) a (114):

$$Gr = \gamma_{(t_s)} (t_s - t) \frac{g \cdot D^3}{\nu_{(t)}^2} = 0,0053 (15 + 182,4) \frac{9,81 \cdot 0,019^3}{\left(\frac{14,66}{10^6} \right)^2} = 0,33 \cdot 10^6 \dots (115)$$

$$Nu = 0,5 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} = 0,5 (0,33 \cdot 10^6 \cdot 0,713)^{1/4} \left(\frac{0,713}{0,72} \right)^{1/4} = 11 \dots (116)$$

Porovnáním:

$$Nu = \frac{\alpha_s \cdot D}{\lambda} \rightarrow \alpha_s = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{11 \cdot 0,0254}{0,019} = 14,7 [W/(m^2 \cdot K)] \dots (117)$$

Pro vodorovnou desku se Nusseltovo kritérium vypočítá podle rovnic:

Určující teplota t_m je střední teplota teplotní mezní vrstvy.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 0,5137 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \dots (118)$$

$$t_m = \frac{t_z + t}{2} = \frac{-59,1 + 15}{2} = -22 [^{\circ}C]$$

$$Gr = \gamma_{(t_m)} (t_z - t) \frac{g \cdot L^3}{\nu_{(t)}^2} \dots (119)$$

t_z z předchozích výpočtů viz.(112).

Legenda:

L ...obvod desky [m]

Součinitel objemové roztažnosti při střední teplotě
mezní vrstvy t_m :

$$\gamma_{(t_m)} = 1/(-22 + 273,15) = 0,004 [K^{-1}]$$

Po dosazení do (118) a (119):

$$Gr = \gamma_{(t_m)} (t_z - t) \frac{g \cdot L^3}{\nu_{(t)}^2} = 0,004 (15 + 59,1) \frac{9,81 \cdot (2 \cdot (0,05 + 1))^3}{\left(\frac{14,66}{10^6}\right)^2} = 1,25 \cdot 10^{11} \dots (120)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 0,5137 (Gr \cdot Pr)^{1/3} = 0,5137 \cdot (1,25 \cdot 10^{11} \cdot 0,713)^{1/3} = 2295 \dots (121)$$

Porovnáním:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \rightarrow \alpha_{zv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{2295 \cdot 0,0254}{2 \cdot (0,05 + 1)} = 27,8 [W/(m^2 \cdot K)] \dots (122)$$

Pro svislou desku a rozsah $10^3 < (Gr \cdot Pr) < 10^9$ se Nusseltovo kritérium vypočítá podle rovnic:

Určující teplota t_m je střední teplota teplotní mezní
vrstvy.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda} = 0,76 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \dots (123)$$

$$t_m = \frac{t_z + t}{2} = \frac{-59,1 + 15}{2} = -22 [^\circ C]$$

$$Gr = \gamma_{(t_m)} (t_z - t) \frac{g \cdot H^3}{\nu_{(t)}^2} \dots (124)$$

t_z z předchozích výpočtů viz.(112).

Legenda:

H ... výška desky [m]

Součinitel objemové roztažnosti při střední teplotě
mezní vrstvy t_m :

$$\gamma_{(t_m)} = 1/(-22 + 273,15) = 0,004 [K^{-1}]$$

Prandtlovo kritérium při střední teplotě mezní
vrstvy t_m :

$$Pr_s = 0,715 [1]$$

Po dosazení do (123) a (124):

$$Gr = \gamma_{(t_m)} (t_z - t) \frac{g \cdot H^3}{\nu_{(t)}^2} = 0,004 (15 + 59,1) \frac{9,81 \cdot 0,05^3}{\left(\frac{14,6}{10^6}\right)^2} = 1,7 \cdot 10^6 \dots (125)$$

$$Nu = 0,76 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} = 0,76 (1,7 \cdot 10^6 \cdot 0,713)^{1/4} \left(\frac{0,713}{0,715}\right)^{1/4} = 25,2 \dots (126)$$

Porovnáním:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda} \rightarrow \alpha_{zs} = \frac{Nu \cdot \lambda}{H} = \frac{25,2 \cdot 0,0254}{0,05} = 12,8 [W/(m^2 \cdot K)] \dots (127)$$

Vliv sklonu desky se uvažuje jen pokud je deska vůči vodorovné desce nakloněna o více než 45° . Pro takový případ se přestup tepla řeší přibližně lineární interpolací mezi hodnotami pro vodorovnou a svislou desku. Uvažovaná teplosměnná plocha má po obvodu rovnoměrně ($\alpha 36^\circ$) rozmístěno 10 podélných žebírek o výšce 50mm a tloušťce 2mm. Ve výpočtu je uvažováno 6 žebírek se součinitelem přestupu tepla počítaným podle pravidel pro vodorovnou desku, 2 žebra s prametry svislé desky a 2 žebra pod sklonem 72° od vodorovné plochy.

Pro nakloněnou desku se Nusseltovo kritérium vypočítá lineární interpolací:

Součinitel přestupu tepla pro svislou desku viz.(127): $\alpha_{zs} = 12,8 [W/(m^2 \cdot K)]$

Součinitel přestupu tepla pro vodorovnou desku viz.(122): $\alpha_{zv} = 27,8 [W/(m^2 \cdot K)]$

$$\alpha_{zv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{1541,5 \cdot 0,0254}{2 \cdot (0,055 + 1)} = 18,5 [W / (m^2 \cdot K)]$$

Součinitel přestupu tepla pro desku nakloněnou vůči vodorovné rovině o úhel $\alpha > 45^\circ$:

$$\alpha_{zh} = \alpha_{zv} + \frac{(\alpha_{zv} - \alpha_{zs}) \cdot \alpha}{90}$$

Pro $\alpha = 72^\circ$ platí:

$$\alpha_{zh} = 18,5 + \frac{(27,8 - 18,5) \cdot 72}{90} = 25,94 [W / (m^2 \cdot K)] \dots (128)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze vzduchu do žebër teplosměnné plochy:

Jednotlivým součinitelům pro daný typ plochy je přiřazen koeficient úměrný jejich podílu na celkové teplosměnné ploše :

Celková teplosměnná plocha tj. 100% = 1 m², viz. kap. „Typ teplosměnné plochy“. Jeden metr žebra má plochu 0,1 m², tj. 10%.

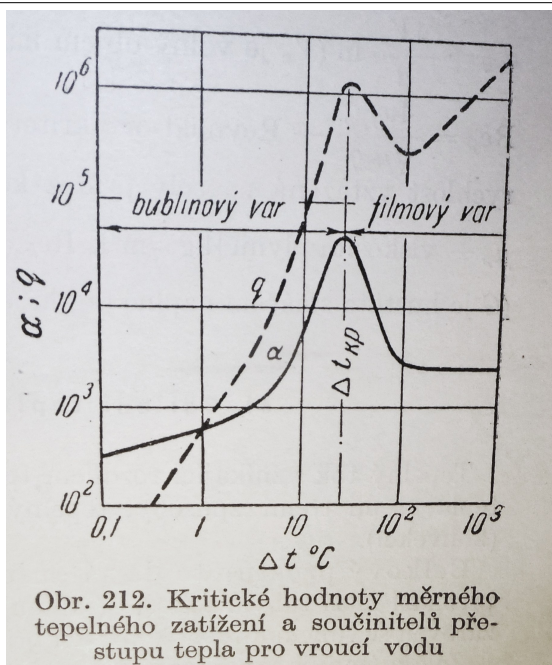
Celkový součinitel přestupu tepla je roven:

$$\alpha_A = 0,6 \cdot \alpha_{zv} + 0,2 \cdot \alpha_{zs} + 0,2 \cdot \alpha_{zh} = 0,6 \cdot 27,8 + 0,2 \cdot 18,5 + 0,2 \cdot 25,94 = 25,6 [W / m^2] \rightarrow 2,6 [W / m_{zebro}] \dots (129)$$

Proti původnímu předpokladu je součinitel přestupu menší viz. kapitola „Vedení tepla žebry“, což je způsobeno započítáním vlivu polohy žebra.

Součinitel přestupu tepla z teplosměnné plochy do odpařované kapaliny α_B

Var kapaliny může být bublinkový, nebo blánový. Vrstva páry (blány) u teplosměnné plochy izoluje kapalinu, teplo z teplosměnné plochy do kapaliny se pak šíří převážně zářením. Součinitel přestupu tepla je podstatně nižší než u varu bublinkového viz. diagram níže [3].



Legenda:

$\Delta t = t_s - t' [^\circ C]$

$t_s \dots$ teplota teplosměnné plochy $[^\circ C]$

$t' \dots$ teplota nasycení kapaliny $[^\circ C]$

$\alpha \dots$ součinitel přestupu tepla $[kcal / (m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)]$

$q \dots$ měrné tepelné zatížení teplosměnné plochy $[kcal / (m^2 \cdot h)]$

Tvar diagramu je schodný i pro jiné kapaliny.

Obr. 212. Kritické hodnoty měrného tepelného zatížení a součinitelů přestupu tepla pro vroucí vodu

Obr.č.16. Součinitel přestupu tepla pro vroucí vodu [3].

Aby nedošlo k blánovému varu je nutné nepřekročit tzv. mezní hustotu tepelného toku, viz. rovnice (130) a (131) [2]:

$$(a) \quad q_{bm} = l_{2,3} \cdot \rho'' \cdot \psi \cdot \left(\frac{\rho}{\rho''} - 1 \right) \dots (130)$$

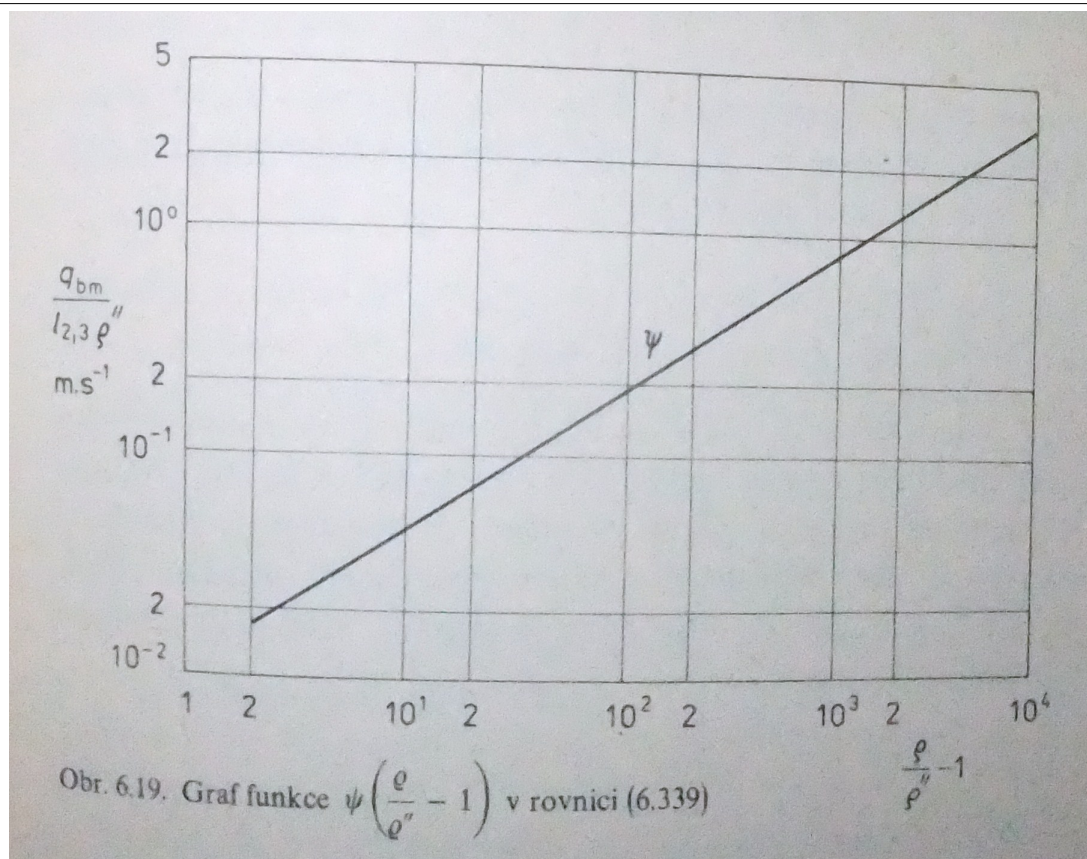
Pro sytou kapalinu o absolutním tlaku 1,5bar je pro LAR, LIN, LOX:

$$\frac{q_{bm}}{l_{2,3} \cdot \rho''} \doteq 0,25 [m/s] \dots \text{viz. obr.č. 17}$$

$$q_{bm, Ar} = 0,25 \cdot 158,111 \cdot 10^3 \cdot 8,3 \doteq 328080 [W/m^2]$$

$$q_{bm, N_2} = 0,25 \cdot 194,518 \cdot 10^3 \cdot 6,6 \doteq 320955 [W/m^2]$$

$$q_{bm, O_2} = 0,25 \cdot 209,092 \cdot 10^3 \cdot 6,4 \doteq 334547 [W/m^2]$$



Obr.č.17.Součinitel ψ [2].

$$(b) \quad q_{bm} = \frac{187,533 \cdot (\rho'' \cdot l_{2,3} \cdot \sigma \cdot \lambda \cdot T_{2,3})^{1/3}}{\nu^{2/9}} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho} \right)^{4/9} \dots (131)$$

$$q_{bm, Ar} = \frac{187,533 \cdot (8,3 \cdot 158,111 \cdot 10^3 \cdot 11,5 \cdot 10^{-3} \cdot 122,8 \cdot 10^{-3} \cdot 91,2)^{1/3}}{(0,169 \cdot 10^{-6})^{2/9}} \left(1 - \frac{8,3}{1371,1} \right)^{4/9} = 331000 [W/m^2]$$

$$q_{bm, N_2} = \frac{187,533 \cdot (6,6 \cdot 194,518 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 137,9 \cdot 10^{-3} \cdot 80,8)^{1/3}}{(0,178 \cdot 10^{-6})^{2/9}} \left(1 - \frac{6,6}{790} \right)^{4/9} = 287000 [W/m^2]$$

$$q_{bm, N_2} = \frac{187,533 \cdot (6,4 \cdot 209,092 \cdot 10^3 \cdot 12,25 \cdot 10^{-3} \cdot 145,1 \cdot 10^{-3} \cdot 94,1)^{1/3}}{(0,157 \cdot 10^{-6})^{2/9}} \left(1 - \frac{6,4}{1121,4} \right)^{4/9} = 369000 [W/m^2]$$

Mezní hustota tepelného toku pro bublinkový var je max.

$$\max. q_{bm} = 287000 [W/m^2] \dots (132)$$

Přestup tepla při nuceném proudění vroucí kapaliny je funkcí dvou dějů. Přestupu tepla konvekci při nuceném proudění nevroucí kapaliny při teplotě změny skupenství a přestupu tepla neproudící vroucí kapaliny.

Legenda :

α_{K1} ...součinitel přestupu tepla nevroucí proudící kapaliny [$W/(m^2 \cdot K)$]

α_{K2} ...součinitel přestupu tepla vroucí neproudící kapaliny [$W/(m^2 \cdot K)$]

$$\alpha = f(\alpha_{K1}, \alpha_{K2}) \dots (133)$$

$$\frac{\alpha_{K2}}{\alpha_{K1}} < 0,5 \rightarrow \alpha = \alpha_{K1} \dots (134)$$

$$\frac{\alpha_{K2}}{\alpha_{K1}} > 2 \rightarrow \alpha = \alpha_{K2} \dots (135)$$

$$0,5 < \frac{\alpha_{K2}}{\alpha_{K1}} < 2 \rightarrow \alpha = \frac{\alpha_{K1} \cdot 4 \cdot \alpha_{K1} + \alpha_{K2}}{5 \cdot \alpha_{K1} - \alpha_{K2}} \dots (136)$$

Součinitel přestupu tepla je možné určit pomocí Nusseltova kritéria.

Protože $2300 < Re < 10^6$ viz.(89) platí pro výpočet Nusseltova kritéria:

$$min.Nu = \frac{min.\alpha_{K1} \cdot l}{\lambda} = 0,116 \cdot [1 + (\frac{D_i}{L})^{2/3}] (min.Re^{2/3} - 125) \cdot min.Pr^{1/3} \cdot (\frac{\eta}{\eta_s})^{0,14} [-] \dots (137)$$

Pro výpočet Prandtlůva kritéria platí:

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \dots (138)$$

pro nulový přetlak v nádobě je :

$$Pr_{Ar} = \frac{0,1871 \cdot 1396,2 \cdot 1,117}{128,6} = 2,27$$

$$Pr_{N_2} = \frac{0,2 \cdot 806,6 \cdot 2,041}{145} = 2,27$$

$$Pr_{O_2} = \frac{0,1711 \cdot 1141,8 \cdot 1,699}{151} = 2,2$$

pro absolutní tlak 1,5 v nádobě je :

$$Pr_{Ar} = \frac{0,1690 \cdot 1371,1 \cdot 1,124}{122,8} = 2,12$$

$$Pr_{N_2} = \frac{0,1780 \cdot 790 \cdot 2,061}{137,9} = 2,10$$

$$Pr_{O_2} = \frac{0,1569 \cdot 1121,4 \cdot 1,712}{145,1} = 2,08$$

$$Pr_{min} = 2,08 \dots (139)$$

Pro předběžný výpočet je možné člen $(\frac{\eta}{\eta_s})^{0,14}$ pokládat za rovný 1, vypočtené Nusseltovo kritérium bude pak menší než ve skutečnosti, tj. výpočet bude na straně bezpečnosti.

Stanovení min. součinitele přestupu tepla α_{K1}

Po dosazení do vztahu (137):

$$min.Nu = \frac{min.\alpha_{K1} \cdot l}{\lambda} = 0,116 \cdot [1 + (\frac{D_i}{L})^{2/3}] (min.Re^{2/3} - 125) \cdot min.Pr^{1/3} \cdot (\frac{\eta}{\eta_s})^{0,14} [-] \dots (137)$$

$$min.Nu = \frac{\alpha_{K1} \cdot l}{\lambda} = 0,116 \cdot [1 + (\frac{0,02786}{0,8})^{2/3}] ((0,488 \cdot 10^6)^{2/3} - 125) \cdot 2,08^{1/3} = 995,2$$

$$min.\alpha_{K1} = \frac{min.Nu \cdot \lambda}{l} [W/(m^2 \cdot K)] \dots (140)$$

Tepelná vodivost kapaliny klesá s rostoucím tlakem, proto je do vztahu dosazena hodnota při maximálním uvažovaném absolutním tlaku 1,5 bar. Po dosazení je minimální součinitel přestupu tepla z teplosměnné plochy do kapaliny:

pro absolutní tlak 1,5 v nádobě je :

$$\alpha_{Kl, Ar} = \frac{995,2 \cdot 122,8}{0,02786 \cdot 10^3} = 4386,6 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$\alpha_{Kl, N_2} = \frac{995,2 \cdot 137,9}{0,02786 \cdot 10^3} = 4926 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$\alpha_{Kl, O_2} = \frac{995,2 \cdot 145,1}{0,02786 \cdot 10^3} = 5183,2 [W/(m^2 \cdot K)]$$

$$\min. \alpha_{Kl} = 4386,6 [W/(m^2 \cdot K)] \dots (141)$$

Stanovení min. součinitele přestupu tepla α_{K2}

Pro výpočet Nusseltova kritéria při volné konvekci vroucí kapaliny platí rovnice:

$$Nu_b = \frac{\alpha \cdot K}{\lambda} = \frac{\alpha}{\lambda} \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho' - \rho'')} \right]^{1/2} \dots (142)$$

V závislosti na velikosti tzv. hydrodynamického kritéria K_h lze použít níže uvedené rovnice:

$$10^{-5} < K_h < 10^{-2}$$

$$Nu_b = 0,0625 \cdot K_h^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \dots (143)$$

$$10^{-2} < K_h < 10^4$$

$$Nu_b = 0,125 \cdot K_h^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \dots (144)$$

Pro výpočet hydrodynamického kritéria K_h platí vztah:

$$K_h = \frac{\sigma}{\nu} \cdot \frac{\rho' \cdot c_p \cdot q}{(\rho'' \cdot l_{2,3})^3} \cdot T_{2,3} \dots (145)$$

Pro jednotlivá média při absolutním tlaku 1,5 bar je hydrodynamický součinitel roven :

LAR	$\sigma = 11,5 \cdot 10^{-3} [N/m]$ $\nu = 0,169 \cdot 10^{-6} [m^2/s]$ $c_p = 1,124 [kJ/(kg \cdot K)]$ $T_{2,3} = 91,2 [K]$ $\rho' = 1371,1 [kg/m^3]$ $\rho'' = 8,3 [kg/m^3]$ $l_{2,3} = 158,111 \cdot 10^3 [J/kg]$ $q_{Ar} = 158,1 [W/m^2] \dots (68)$	$K_h = \frac{(11,5 \cdot 10^3)}{0,169} \cdot \frac{1371,1 \cdot 1,124 \cdot 10^3 \cdot 158,1}{(8,3 \cdot 158,111 \cdot 10^3)^3} \cdot 91,2$ $K_h = 67 \cdot 10^{-5}$
LIN	$\sigma = 8 \cdot 10^{-3} [N/m]$ $\nu = 0,178 \cdot 10^{-6} [m^2/s]$ $c_p = 2,061 [kJ/(kg \cdot K)]$ $T_{2,3} = 80,8 [K]$ $\rho' = 790 [kg/m^3]$ $\rho'' = 6,6 [kg/m^3]$ $l_{2,3} = 194,518 \cdot 10^3 [J/kg]$ $q_{N_2} = 194,5 [W/m^2] \dots (69)$	$K_h = \frac{(8 \cdot 10^3)}{0,178} \cdot \frac{790 \cdot 2,061 \cdot 10^3 \cdot 194,5}{(6,6 \cdot 194,518 \cdot 10^3)^3} \cdot 80,8$ $K_h = 54 \cdot 10^{-5}$
LOX	$\sigma = 12,25 \cdot 10^{-3} [N/m]$ $\nu = 0,157 \cdot 10^{-6} [m^2/s]$ $c_p = 1,712 [kJ/(kg \cdot K)]$ $T_{2,3} = 94,1 [K]$ $\rho' = 1121,4 [kg/m^3]$ $\rho'' = 6,4 [kg/m^3]$ $l_{2,3} = 209,092 \cdot 10^3 [J/kg]$ $q_{O_2} = 209,1 [W/m^2] \dots (70)$	$K_h = \frac{(12,25 \cdot 10^3)}{0,157} \cdot \frac{1121,4 \cdot 1,712 \cdot 10^3 \cdot 209,1}{(6,4 \cdot 209,092 \cdot 10^3)^3} \cdot 94,1$ $K_h = 123 \cdot 10^{-5}$

Vzhledem k velikosti hydrodynamického kritéria se Nusseltovo kritérium počítá dle vztahu (143):

LAR	$K_h = 67 \cdot 10^{-5}$; $Pr_{Ar} = 2,12$	$Nu_b = 0,0625 \cdot K_h^{0,5} \cdot Pr^{0,33} = 0,0625 \cdot (67 \cdot 10^{-5})^{0,5} \cdot 2,12^{0,33} = 0,0021$
LIN	$K_h = 54 \cdot 10^{-5}$; $Pr_{N_2} = 2,1$	$Nu_b = 0,0625 \cdot K_h^{0,5} \cdot Pr^{0,33} = 0,0625 \cdot (54 \cdot 10^{-5})^{0,5} \cdot 2,1^{0,33} = 0,0019$
LOX	$K_h = 123 \cdot 10^{-5}$; $Pr_{O_2} = 2,08$	$Nu_b = 0,0625 \cdot K_h^{0,5} \cdot Pr^{0,33} = 0,0625 \cdot (123 \cdot 10^{-5})^{0,5} \cdot 2,08^{0,33} = 0,0028$

Z Nusseltova kritéria se vypočítá hledaný součinitel přestupu tepla vroucí neproudící kapaliny α_{K2} :

LAR	$Nu_b = 0,0021$ $\lambda = 122,8 [mW/(m \cdot K)]$ $\rho' = 1371,1 [kg/m^3]$ $\rho'' = 8,3 [kg/m^3]$ $\sigma = 11,5 \cdot 10^{-3} [N/m]$	$\alpha_{K2} = Nu_b \cdot \lambda \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho' - \rho'')}{\sigma} \right]^{1/2}$ $\alpha_{K2} = 0,0021 \cdot 122,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{9,81 \cdot (1371,1 - 8,3)}{11,5 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/2} = 0,278 [W/(m^2 \cdot K)]$
LIN	$Nu_b = 0,0019$ $\lambda = 137,9 [mW/(m \cdot K)]$ $\rho' = 790 [kg/m^3]$ $\rho'' = 6,6 [kg/m^3]$ $\sigma = 8 \cdot 10^{-3} [N/m]$	$\alpha_{K2} = Nu_b \cdot \lambda \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho' - \rho'')}{\sigma} \right]^{1/2}$ $\alpha_{K2} = 0,0019 \cdot 137,9 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{9,81 \cdot (790 - 6,6)}{8 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/2} = 0,257 [W/(m^2 \cdot K)]$
LOX	$Nu_b = 0,0028$ $\lambda = 145,1 [mW/(m \cdot K)]$ $\rho' = 1121,4 [kg/m^3]$ $\rho'' = 6,4 [kg/m^3]$ $\sigma = 12,25 \cdot 10^{-3} [N/m]$	$\alpha_{K2} = Nu_b \cdot \lambda \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho' - \rho'')}{\sigma} \right]^{1/2}$ $\alpha_{K2} = 0,0028 \cdot 145,1 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{9,81 \cdot (1121,4 - 6,4)}{12,25 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/2} = 0,384 [W/(m^2 \cdot K)]$

Součinitel přestupu tepla neproudící vroucí kapaliny α_{K2} je řádově menší než součinitel přestupu tepla nevroucí proudící kapaliny α_{K1} , podle vztahu (134) platí: $\alpha_B = \alpha_{K1}$.

5. MĚŘENÍ

Účelem měření bylo stanovit účinnost žebra teplosměnné plochy.

Při měření byla ze zásobníku plněna nádrž dvacetistopého kontejneru tekutým dusíkem. Nádoba byla před plněním prochlazena v souladu s ČSN EN 13530-3 plynným dusíkem. Plnění probíhalo až do vyrovnání tlaků v zásobníku a v nádrži. Tlak v zásobníku, z kterého byl dusík přečerpáván, byl udržován přiváděním plynného dusíku z rozvodu. Po ukončení plnění bylo měření na 1 den přerušeno, poté proběhlo vyčerpání kapaliny. Během vyčerpávání byl tlak v nádobě udržován pomocí odpařovače. Byla změřena střední povrchová teplota teplosměnné plochy odpařovače. Po ustálení chodu odpařovače byla měřena teplota stěny trubky a žebra vždy na začátku, na konci a uprostřed řady.

Parametry kontejneru:

- maximální pracovní přetlak: 17,2 bar
- vodní objem nádrže: 19,7981 m³
- maximální hmotnost náplně: 20,6t

Parametry odpařovače:

Odpařovač je tvořen nerezovými trubkami na kterých je nalisován hliníkový tubus s deseti po obvodu rovnoměrně rozloženými žebry.

- teplosměnná plocha: 1,19 m²/1m, celkem cca.25m²
- délka teplosměnného profilu: 2 trubky o délce 5,4m ve dvou řadách
- výška žebra: 55mm
- tloušťka žebra: 1,2mm
- světlost trubky: 28mm

Naměřené hodnoty:

- průběh tlaku v nádobě v závislosti na výšce hladiny: viz.příloha č.5
- naměřené hodnoty teplot teplosměnné plochy:
X...vzdálenost místa měření teploty povrchu od vstupu média do teplosměnného povrchu [m]
t_s...teplota válcového povrchu teplosměnné plochy[°C]
t_ž...teplota povrchu žebra teplosměnné plochy[°C]
t_f...teplota média proudícího odpařovačem[°C]

- Výpočet účinnosti žebra dle.[8]:

$$\eta = \frac{t_f - t_s}{t_f - t_z}$$

Teplota média nebyla měřena, byl proveden její odhad ze vztahu:

$$t_s = t_{f, N_2} + \Delta t = t_{f, N_2} + \frac{q}{k_{s2} \cdot 2 \cdot \pi} = 80,8 + \frac{114360}{799,5 \cdot 2 \cdot \pi} = 103,57 [K] = -169,6 [^{\circ}C] \dots (106)$$

$$t_{f, N_2} = t_s - \frac{114360}{799,5 \cdot 2 \cdot \pi} = t_s - 22,77$$

Výsledek měření:

Vypočtená hodnota účinnosti ukazuje na nerovnoměrně využitou teplosměnnou plochu vlivem přehřívání páry. Teplota média v horní řadě trubek odpařovače leží vysoko nad kritickým bodem dusíku.

Tabulka č.7. Účinnost žebra						
X [m]	0	2,7	5,4	0	2,7	5,4
t _s [°C]	-128	-117,4	-74	-60,3	-55,6	-38,2
t _ž [°C]	-97	-91,3	-61,8	-53	-50	-32,6
t _f [°C]	-151	-140	-97	-83	-78	-61
Δt [°C]	31	26,1	12,2	7,3	5,6	5,6
η[1]	0,43	0,46	0,65	0,75	0,8	0,81

5.1. MĚŘENÍ TLAKU V NÁDOBĚ PŘI PLNĚNÍ A VYPRAZDŇOVÁNÍ

Podmínky měření:

Měření bylo provedeno 3.1.2012.

Teplota okolí: 10°C, relativní vlhkost vzduchu: 43,9%

Fotodokumentace:

Obr.č.18 MĚŘÍCÍ MÍSTO:



Obr.č.19 ZÁSOBNÍK KAPALNÉHO DUSÍKU



5.2. MĚŘENÍ TEPLoty ŽEBRA TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY ODPAŘOVAČE

Podmínky měření:

Měření bylo provedeno 4.1.2012.

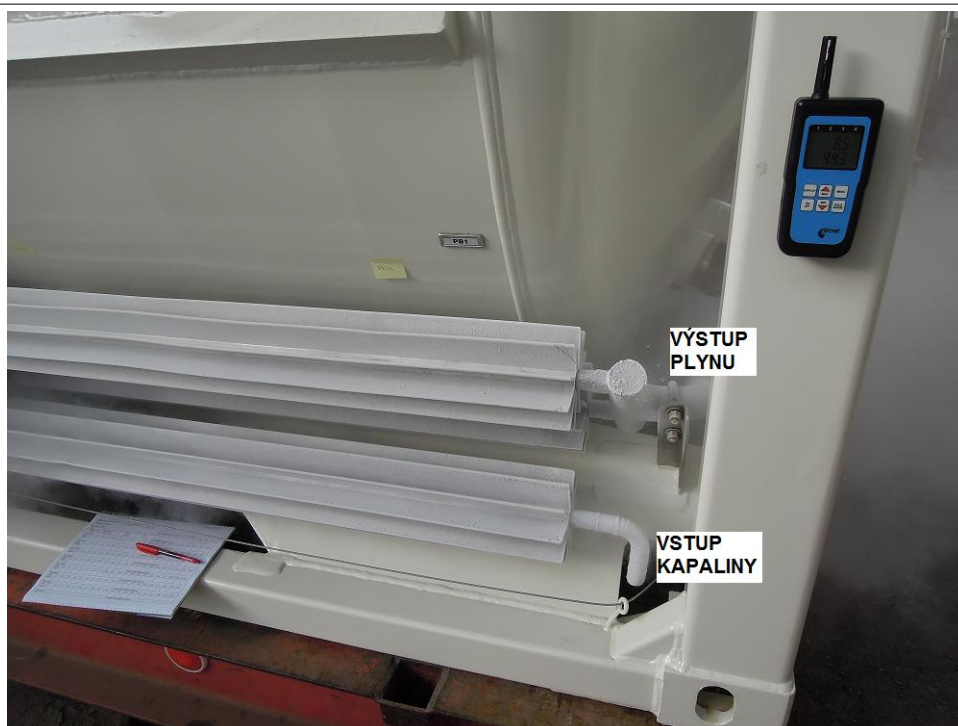
Teplota okolí: 8,8°C, relativní vlhkost vzduchu: 43,6%

Fotodokumentace:

Obr.č.21 ODPAŘOVAČ KONTEJNERU



Obr.č.21 ODPAŘOVAČ KONTEJNERU



Obr.č.22 POUŽITÁ MĚŘIDLA:

Dotykový teploměr THERM 2283-2

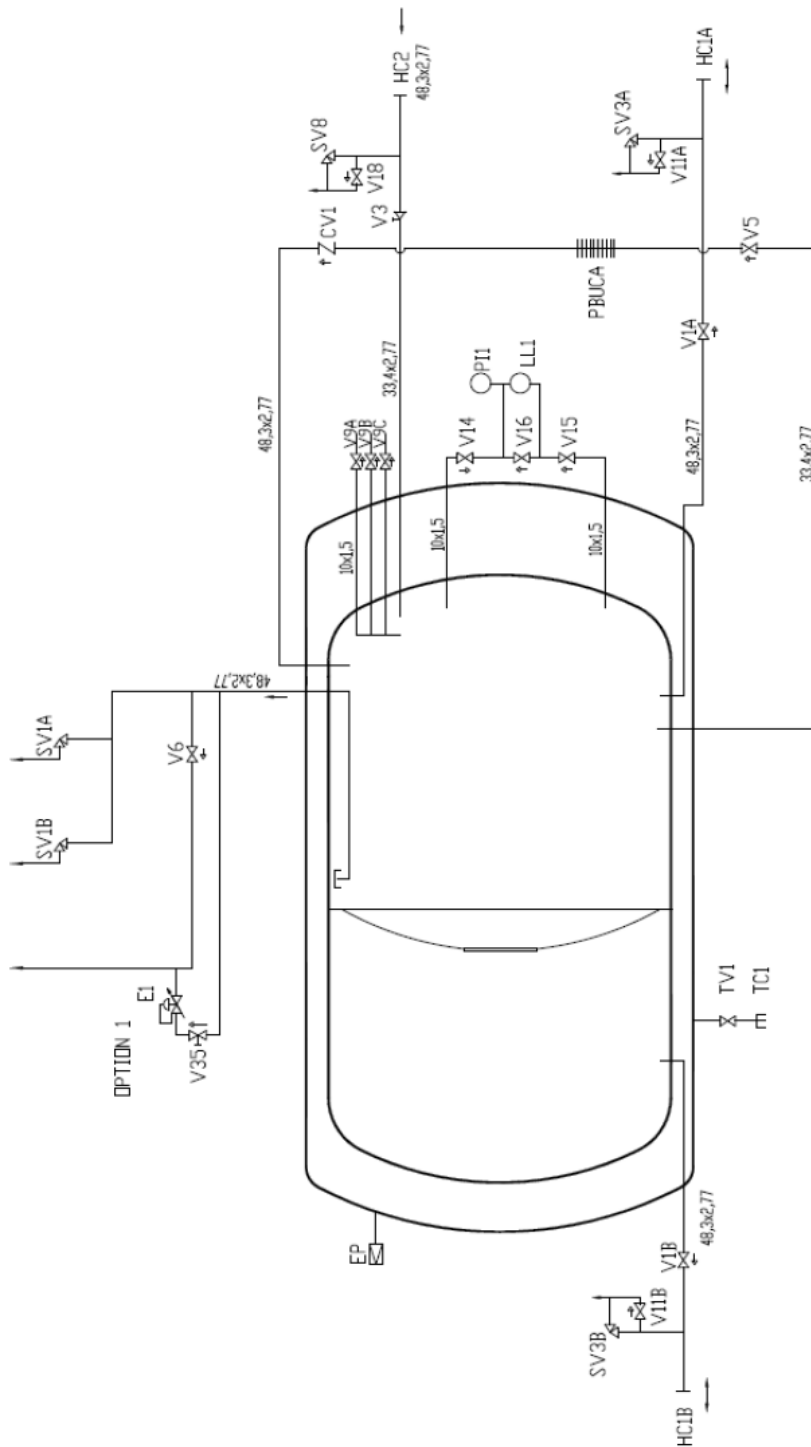


Teploměr - vlhkoměr COMET C3120



6. PŘÍLOHY

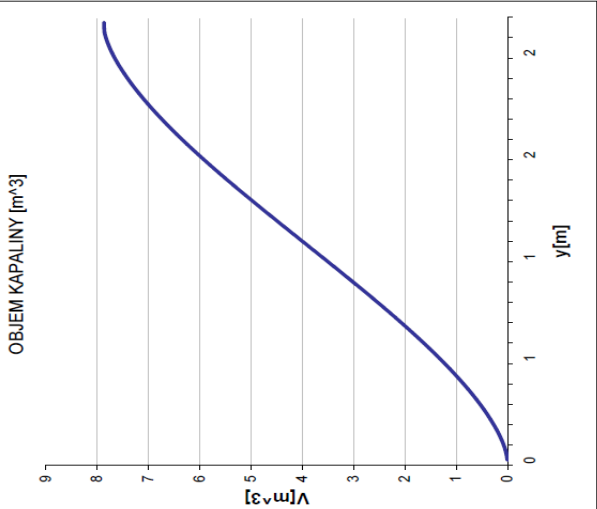
6.1. PŘÍLOHA Č.1: SCHEMA PROPOJENÍ:



6.2. PRÍLOHA Č.2:ZÁVISLOST OBJEMU NÁDRŽE NA VÝŠKE HLADINY

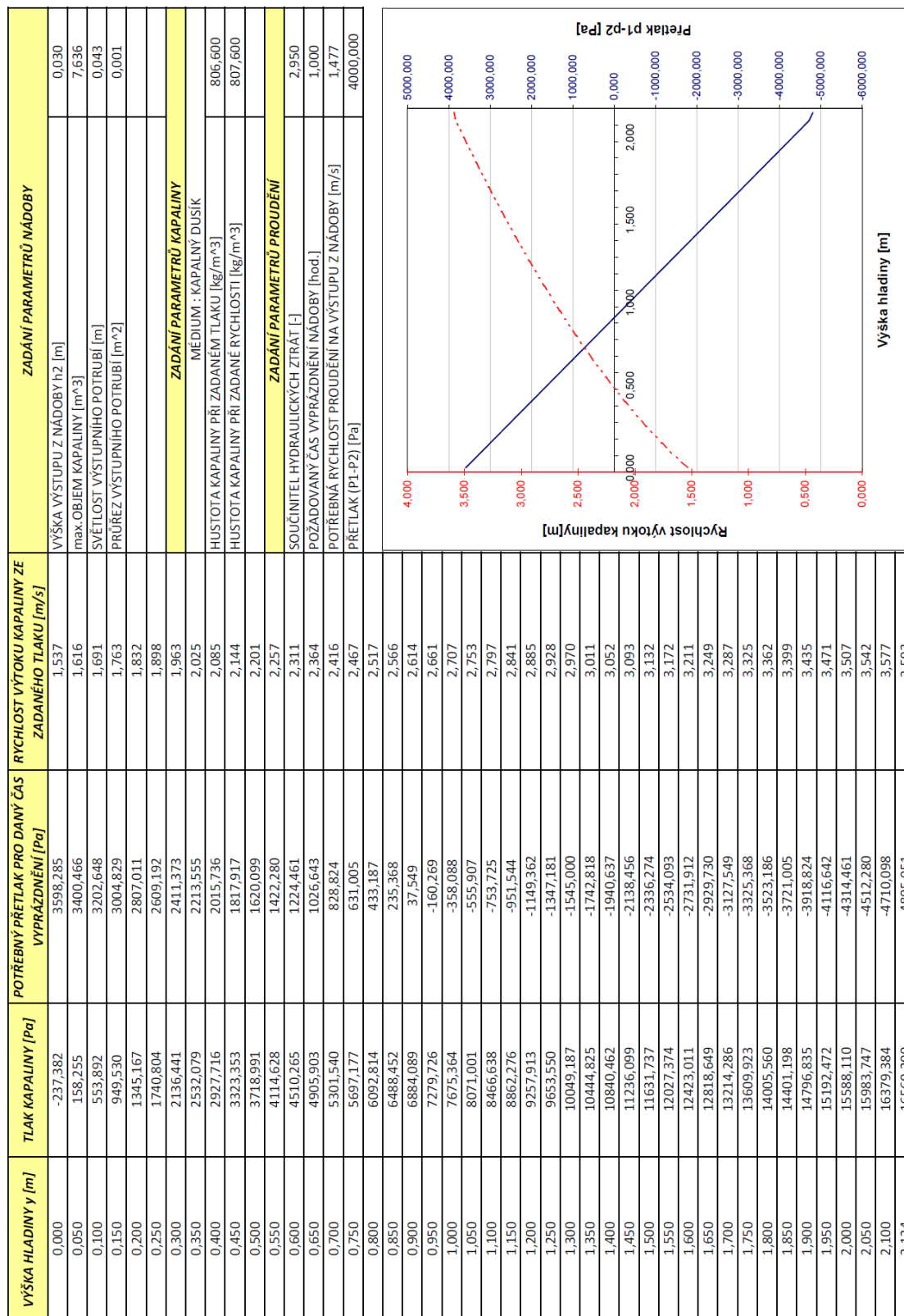
Postup výpočtu je uveden v kap.“Objem kapaliny,,.

VÝŠKA HLADINY y [m]	POLOMĚR ÚSEČE ρ [m]	DĚLKA TĚTIVY b [m]	ÚHEL ÚSEČE φ [°]	OBSAH PRŮŘEZU m^2	OBJEM KAPALINY [m^3]	ZADÁNÍ PARAMETRŮ NÁDOBY
0,000	1,335	0,000	0,002	0,000	0,00000	VNITŘNÍ POLOMĚR DNA R[mm]
0,050	1,373	0,644	13,560	1,215	0,04026	VNITŘNÍ RADIUS DNA r[mm]
0,100	1,409	0,900	18,622	1,740	0,11483	VNITŘNÍ DÉLKA NÁDOBY Lj [mm]
0,150	1,442	1,088	22,174	2,153	0,21248	VÝPOČET POMOCNÝCH PARAMETRŮ NÁDOBY
0,200	1,472	1,241	24,920	2,506	0,32916	DĚLKA PLÁŠTĚ TAN TAN Ltan [mm]
0,250	1,500	1,369	27,142	2,817	0,46239	VÝPOČET KONSTANT
0,300	1,526	1,479	28,989	3,097	0,61038	A
0,350	1,550	1,576	30,548	3,351	0,77169	Di
0,400	1,572	1,661	31,881	3,582	0,94511	C
0,450	1,592	1,736	33,027	3,792	1,12953	E
0,500	1,611	1,802	34,016	3,982	1,32395	F
0,550	1,627	1,861	34,872	4,154	1,52744	G
0,600	1,642	1,912	35,611	4,309	1,73909	H
0,650	1,656	1,958	36,246	4,447	1,95806	I
0,700	1,667	1,997	36,789	4,568	2,18349	J
0,750	1,677	2,030	37,247	4,673	2,41457	K
0,800	1,686	2,058	37,626	4,762	2,65051	VÝSLEDKY
0,850	1,693	2,081	37,933	4,835	2,89050	VODNÍ OBJEM NÁDOBY [m^3]
0,900	1,698	2,099	38,171	4,893	3,13377	OBJEM PROCHLAZENÉ NÁDOBY [m^3]
0,950	1,702	2,112	38,344	4,935	3,37953	84,85% OBJEMU [m^3]
1,000	1,705	2,120	38,452	4,962	3,62701	VÝŠKA HLADINY 84,85% [m]
1,050	1,706	2,124	38,498	4,973	3,87545	1,641
1,100	1,706	2,123	38,482	4,969	4,12407	KONTROLNÍ POLÍČKO
1,150	1,704	2,117	38,403	4,950	4,37211	
1,200	1,700	2,106	38,262	4,915	4,61879	
1,250	1,696	2,090	38,056	4,865	4,86335	
1,300	1,689	2,070	37,783	4,799	5,10501	
1,350	1,682	2,044	37,438	4,718	5,34299	
1,400	1,672	2,014	37,019	4,620	5,57651	
1,450	1,661	1,977	36,518	4,507	5,80475	
1,500	1,649	1,935	35,928	4,377	6,02693	
1,550	1,635	1,886	35,240	4,231	6,24219	
1,600	1,619	1,831	34,442	4,067	6,44971	
1,650	1,601	1,769	33,520	3,885	6,64860	
1,700	1,582	1,698	32,452	3,685	6,83794	
1,750	1,561	1,618	31,213	3,465	7,01677	
1,800	1,538	1,527	29,769	3,222	7,18403	
1,850	1,513	1,424	28,069	2,955	7,33858	
1,900	1,486	1,305	26,041	2,660	7,47910	
1,950	1,457	1,165	23,571	2,328	7,60397	
2,000	1,425	0,996	20,455	1,948	7,71113	
2,050	1,391	0,779	16,263	1,488	7,79747	
2,100	1,354	0,449	9,545	0,835	7,85694	
2,124	1,335	0,000	0,001	0,000	7,87026	



6.3. PŘÍLOHA Č.3: ZÁVISLOST PŘETLAKU NAD HLADINOU NA RYCHLOSTI VÝTOKU KAPALINY

Postup výpočtu je uveden v kap. "Rychlost proudění kapaliny na odběru z nádrže,,.



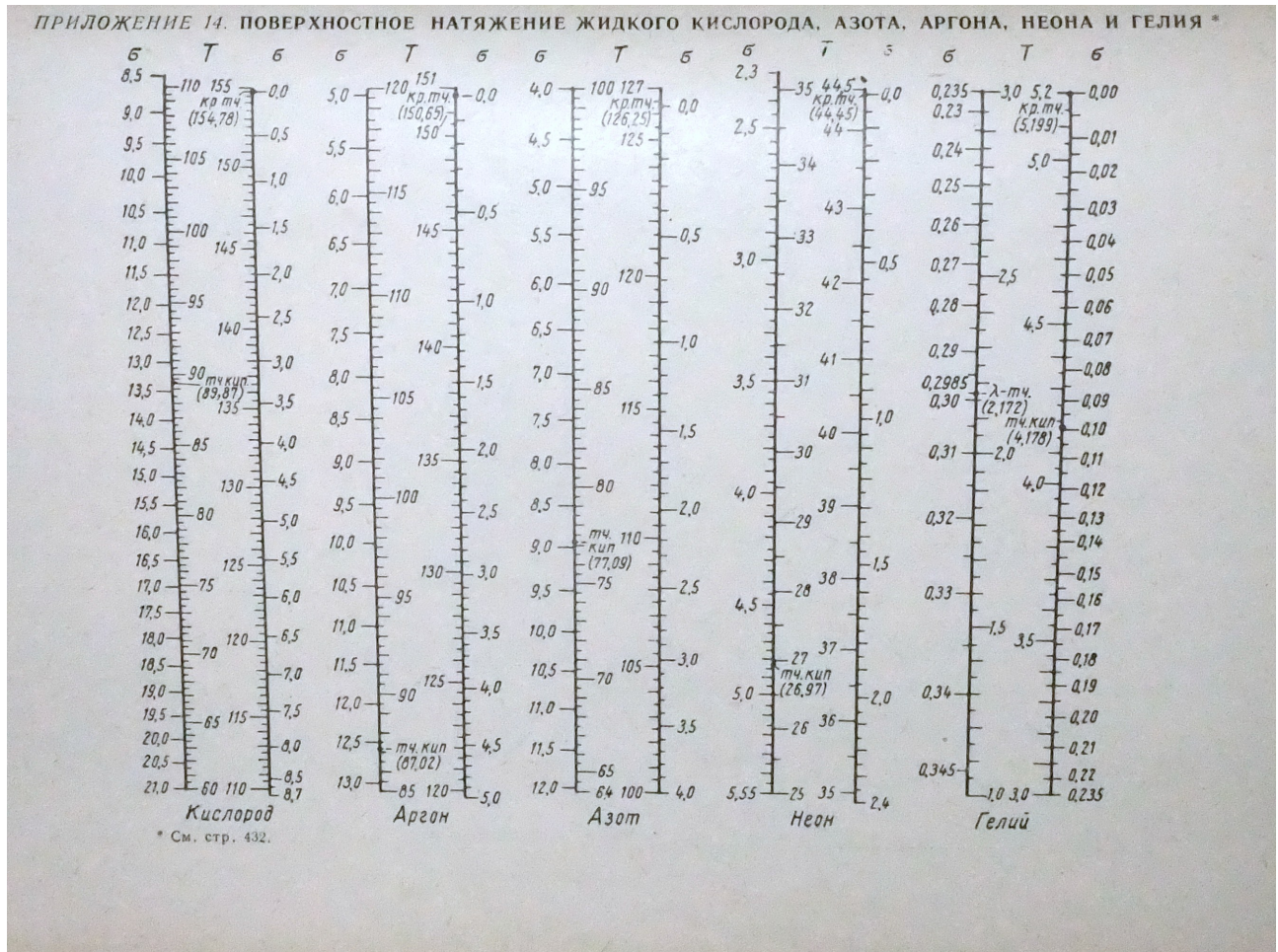
6.4. PŘÍLOHA Č.4:ZÁVISLOST TLAKU PAR NAD HLADINOU NA VÝŠCE HLADINY

Postup výpočtu je uveden v kap.“Pokles tlaku páry při odběru kapaliny,,.

VÝŠKA HLADINY y [m]	OBJEM PLYNU PŘED EXPANZÍ [m³]	OBJEM PLYNU PO EXPANZI [m³]	PŘETLAK NAD HLADINOU [Pa]	RYCHLOST VÝTOKU KAPALINY [m/s]	ZADÁNÍ PARAMETRŮ NÁDOBY	
0,000	7,751	7,792	7705,681	2,165	POČÁTEČNÍ OBJEM KAPALINY [m³]	6,610
0,050	7,677	7,751	7760,080	2,229	OBJEM NÁDOBY [m³]	7,792
0,100	7,579	7,677	7862,620	2,299	POČÁTEČNÍ OBJEM PÁRY [m³]	1,182
0,150	7,462	7,579	8000,514	2,370	VÝŠKA VÝSTUPU Z NÁDOBY h2 [m]	0,030
0,200	7,329	7,462	8170,861	2,444	ZADÁNÍ PARAMETRŮ KAPALINY	
0,250	7,181	7,329	8373,219	2,520	MÉDIUM - KAPALINÝ DUSÍK	
0,300	7,020	7,181	8608,411	2,597	POČÁTEČNÍ HUSTOTA KAPALINY [kg/m³]	806,600
0,350	6,846	7,020	8878,150	2,676	POČÁTEČNÍ HUSTOTA PÁRY [kg/m³]	4,600
0,400	6,662	6,846	9184,907	2,757	HMOTNOST PÁRY [kg]	5,44
0,450	6,468	6,662	9531,891	2,841	TEPLOTA PÁRY [K]	77,20
0,500	6,264	6,468	9923,092	2,926	ZADÁNÍ PARAMETRŮ PROUDĚNÍ	
0,550	6,052	6,264	10363,366	3,015	SOUČINĚTEL HYDRAULICKÝCH ZTRÁT [-]	2,950
0,600	5,834	6,052	10858,574	3,106	POČÁTEČNÍ PŘETLAK NAD HLADINOU p1[Pa]	100000,000
0,650	5,608	5,834	11415,756	3,201	ADIABATICKÝ EXPONENT [-]	1,358
0,700	5,377	5,608	12043,374	3,300		
0,750	5,141	5,377	12751,612	3,403		
0,800	4,901	5,141	13552,781	3,512		
0,850	4,658	4,901	14461,828	3,626		
0,900	4,412	4,658	15497,020	3,748		
0,950	4,165	4,412	16680,830	3,878		
1,000	3,916	4,165	18041,136	4,018		
1,050	3,667	3,916	19612,819	4,169		
1,100	3,419	3,667	21439,973	4,333		
1,150	3,173	3,419	23578,942	4,513		
1,200	2,928	3,173	26102,627	4,711		
1,250	2,687	2,928	29106,647	4,933		
1,300	2,449	2,687	32718,361	5,181		
1,350	2,215	2,449	37110,372	5,464		
1,400	1,987	2,215	42521,234	5,788		
1,450	1,765	1,987	49288,140	6,164		
1,500	1,549	1,765	57900,233	6,607		
1,550	1,342	1,549	69088,912	7,136		
1,600	1,180	1,342	83987,767	7,779		

6.5. ПРІЛОГА Ч.5: ПОВРХОВЕ НАП'ЯТІ КАПАЛІН В ЗАВІСЛОСТІ НА ТЕПЛІТІ ПРІВЗАТО З [5]

Pro výpočet v kap. "Výpočet minimální světlosti trubky odpařovače.,,.

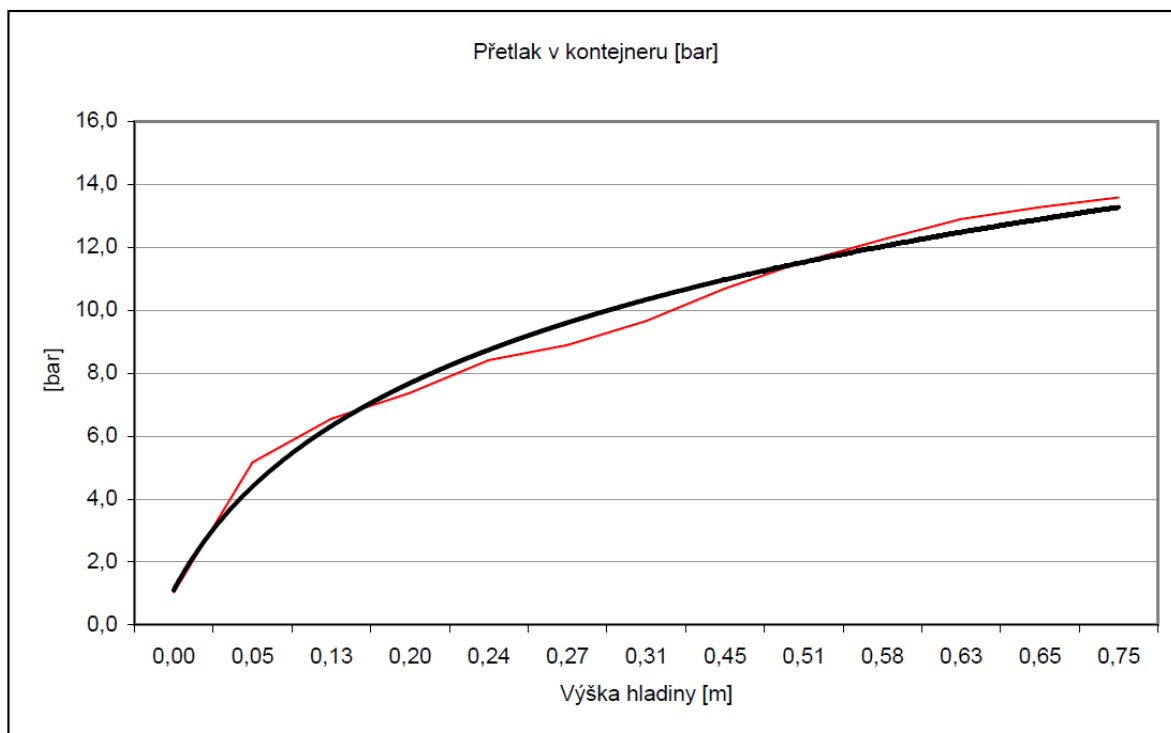


6.6. PŘÍLOHA Č.6:NAMĚŘENÉ HODNOTY PŘI PLNĚNÍ NÁDOBY

Pro kap.“Měření tlaku v nádobě při plnění a vyprazdňování.,,.

PLNĚNÍ KONTEJNERU

Čas [min.]	Přetlak v zásobníku [bar]	Přetlak v kontejneru [bar]	Hustota dusíku	výška hladiny v kontejneru [inch H ₂ O]	výška hladiny v kontejneru [m]
0	13,250	1,0	0,000	0,000	0,00
3	12,200	5,2	709,300	1,500	0,05
5	12,000	6,6	692,500	3,500	0,13
8	12,000	7,4	682,600	5,500	0,20
10	12,000	8,4	672,000	6,250	0,24
13	12,000	8,9	668,800	7,000	0,27
18	12,000	9,7	658,800	8,000	0,31
22	12,000	10,7	649,100	11,500	0,45
26	12,250	11,5	640,500	13,000	0,51
28	12,500	12,2	634,900	14,500	0,58
32	13,200	12,9	628,400	15,500	0,63
36	13,500	13,3	624,700	16,000	0,65
38	13,600	13,6	622,000	18,500	0,75

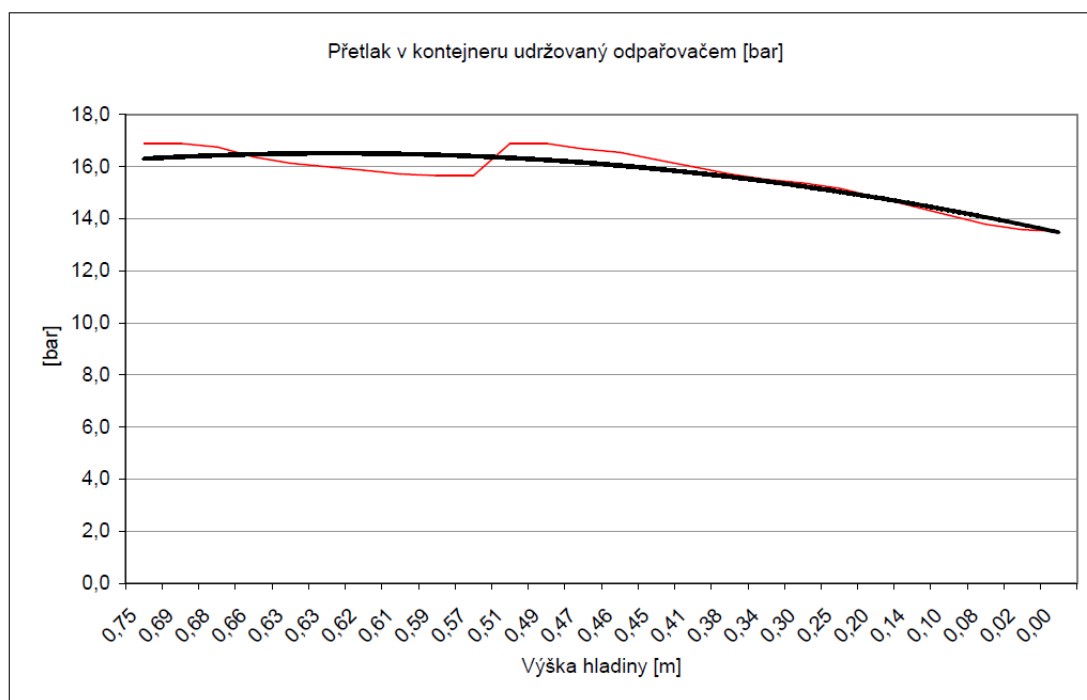


6.7. PRÍLOHA Č.7:NAMĚŘENÉ HODNOTY PŘI VYPRAZDŇOVÁNÍ NÁDOBY

Pro kap.“Měření tlaku v nádobě při plnění a vyprazdňování.,,

VYČERPÁVÁNÍ KAPALINY

Čas [min.]	Přetlak v zásobníku [bar]	Přetlak v kontejneru [bar]	Hustota dusíku	výška hladiny v kontejneru [inch H2O]	výška hladiny v kontejneru [m]
0	10,0	15,5	604,7	18,0	0,75
3	10,0	16,5	595,7	17,5	0,74
6	10,0	16,9	592,1	17,5	0,75
7	10,5	16,9	592,1	16,0	0,69
8	11,0	16,8	593,0	15,8	0,68
9	11,8	16,4	596,6	15,5	0,66
10	12,5	16,1	599,3	15,0	0,63
11	12,6	16,0	600,2	15,0	0,63
12	13,0	15,9	601,1	14,8	0,62
13	13,2	15,7	602,9	14,5	0,61
14	13,4	15,7	602,9	14,0	0,59
15	13,7	15,7	602,9	13,5	0,57
20	13,8	16,9	592,1	12,0	0,51
21	14,0	16,9	592,1	11,5	0,49
22	14,1	16,7	593,9	11,0	0,47
23	14,1	16,5	595,7	10,8	0,46
25	14,1	16,3	597,5	10,5	0,45
27	14,0	16,0	600,2	9,8	0,41
29	13,9	15,7	602,9	9,0	0,38
31	13,8	15,5	604,7	8,0	0,34
33	13,6	15,4	605,6	7,1	0,30
35	13,5	15,2	607,4	6,0	0,25
37	13,5	14,8	611,1	4,9	0,20
39	13,4	14,5	613,8	3,5	0,14
41	13,1	14,1	617,4	2,5	0,10
43	13,0	13,8	620,2	1,9	0,08
45	12,9	13,6	622,0	0,5	0,02
47	12,7	13,5	622,9	0,0	0,00



7. POUŽITÉ ZKRATKY

a	<i>tlakový korekční činitel Waalsovy stavové rovnice $[J.m^3/mol^2]$</i>
b	<i>objemový korekční činitel Waalsovy stavové rovnice $[m^3/mol]$</i>
c_p	<i>izobarická tepelná konstanta $[kJ/(kg\ K)]$</i>
c_v	<i>izochorická tepelná konstanta $[kJ/(kg\ K)]$</i>
i''	<i>entalpie syté páry $[kJ\ over\ kg]$</i>
k	<i>koeficient prostupu tepla $[W/(m^2\ K)]$</i>
$l_{2,3}$	<i>skupenské teplo varu $[J/kg]$</i>
LIN	<i>zkapalněný dusík</i>
M	<i>molová hmotnost $[kg/kmol]$</i>
Nu	<i>Nusseltovo kritérium</i>
p_c	<i>kritický tlak $[N/m^2]$</i>
p_k	<i>tlak trojného bodu $[N/m^2]$</i>
Pr	<i>Prandtlovo kritérium $[1]$</i>
T_c	<i>kritická teplota $[K]$</i>
T_v	<i>teplota varu při tlaku 1,013 bar $[K]$</i>
V_m	<i>objem 1 kilomolu látky $[m^3/mol]$</i>
i'	<i>entalpie syté kapaliny $[kJ\ over\ kg]$</i>
K_h	<i>hydrodynamický součinitel</i>
LAR	<i>zkapalněný argon</i>
LOX	<i>zkapalněný kyslík</i>
q	<i>hustota tepelného toku $[W/m^2]$</i>
q_{bm}	<i>mezní hustota tepelného toku při bublinkovém varu $[W/m^2]$</i>
T_k	<i>teplota trojného bodu $[K]$</i>
α	<i>součinitel délkové teplotní roztažnosti $[1/K]$</i>
β	<i>součinitel objemové teplotní roztažnosti $[1/K]$</i>
η	<i>dynamická viskozita tekutiny při střední teplotě tekutiny $[Pa/s]$</i>
η_s	<i>dynamická viskozita tekutiny při střední teplotě stěny $[Pa/s]$</i>
κ	<i>izoentropický exponent $[1]$</i>
λ	<i>tepelná vodivost kapaliny $[mW/(m^2\ K)]$</i>
ν	<i>kinematická viskozita kapaliny $[m^2/s]$</i>

ρ'	<i>hustota syté páry [kg/m³]</i>
ρ''	<i>hustota syté kapaliny [kg/m³]</i>
σ	<i>povrchové napětí kapaliny [N/m]</i>

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A OSTATNÍCH ZDROJŮ

- [1] *SIAD Czech spol. s r.o.*
- [2] *Teplo , M.Sazima-V.Kmoníček-J.Schneller a kol., Praha 1989, SNTL*
- [3] *Základní pochody a zařízení chemické technologie I , A.G.Kasatkin , SNTL 1957*
- [4] <http://cs.wikipedia.org/>
- [5] *Разделение воздуха методом глубокого охлаждения, В.И.Енифановой, Москва 1964*
- [6] *Теплофизические свойства воздуха и его компонентов, А.А.Вассерман, Москва 1966*
- [7] *Teoretické základy energetických zařízení-tabulky aa diagramy fyzikálních vlastností látek, Ing. Jan Urbášek, Liberec 1958*
- [8] *Sbírka příkladů z chemického inženýrství , doc. Ing. V. Míka Csc., Praha 1978, SNTL*
- [9] *Chemické inženýrství II, A.Pilař a kolektiv, Praha 1964, SNTL*